

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**

**INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**

**ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA**



**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**CONSUMO DE ENERGÍA Y EMISIONES DE UN  
SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN: COMPARACIÓN  
DE EFICIENCIAS DEL R22 CON EL R422D**

**Autor: Rodrigo González de Oliveira**

**Tutor: Marcelo Izquierdo Millán**

**Leganés, Febrero de 2010**

## **Agradecimientos**

A mi familia, porque sin su apoyo durante todos estos años hubiera sido imposible llegar hasta aquí.

A mis amigos, porque los buenos momentos que hemos pasado juntos convierten la Universidad en algo distinto.

A mis compañeros, porque el trabajo en equipo ha sido indispensable.

A aquellas personas que me han hecho disfrutar de la vida.

Al Sparta AUHHH!



## Contenido

Introducción.....	1
Capítulo 1. Refrigerantes.....	3
Denominación .....	3
Clasificación.....	4
Propiedades de un refrigerante ideal .....	4
Refrigerantes orgánicos.....	5
Impacto Ambiental de la tecnología frigorífica .....	5
Efecto de los refrigerantes sobre el ozono atmosférico.....	7
Refrigerantes de nueva generación.....	7
Efecto invernadero .....	8
Refrigerante R22 .....	9
Refrigerante R410A .....	10
Refrigerante R422D .....	11
Capítulo 2. Formulación y balance energético.....	14
Descripción de la vivienda. ....	14
Normativa y documentación .....	15
Condiciones de diseño.....	15
Cálculo de cargas térmicas de diseño. ....	16
Renovación.....	28
Infiltraciones .....	29
Cargas internas .....	31
Coeficiente de mayoración o seguridad .....	35
Resumen de cargas .....	36
Capítulo 3. Selección de equipos. ....	37
Calculo de potencia calorífica máxima necesaria por habitación. ....	37
Clasificación de los sistemas de acondicionamiento de aire. ....	39
Propuesta de equipos.....	41
Presupuesto de equipo.....	43



## TABLA DE CONTENIDOS

Capítulo 4. Ciclo refrigerante.....	44
Introducción .....	44
Ciclo real .....	45
Sistemas de desescarche.....	50
Condiciones de ciclo real. ....	51
R22 .....	51
R410A .....	56
R422D .....	60
Resumen.....	64
Capítulo 5. Simulación.....	68
Datos de entrada .....	68
Datos de salida. ....	70
Conclusiones .....	75
Capítulo 6. Conclusiones .....	79
Anexos.....	81
Catalogos de los equipos de climatización.....	81
Legislación .....	91
Normativa.....	96
Planos .....	107
Bibliografía.....	113





## Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Esquema de la molécula del R22 .....	10
Ilustración 2. Diagrama entálpico del R422D comparado con R22 .....	12
Ilustración 3. Esquema de la vivienda.....	18
Ilustración 4. Esquema de una maquina de compresión mecánica y su ciclo refrigerante.....	40
Ilustración 5. Curvas características de equipos y recta de carga.....	41
Ilustración 6. Diagrama P-H y ciclo refrigerante ideal.....	44
Ilustración 7. Comparación de ciclo real e ideal en diagrama P-H .....	45
Ilustración 8. Detalle de diferencia de temperatura con respecto a ciclo real en evaporador.....	46
Ilustración 9. Detalle de diferencia de temperatura con respecto a ciclo real en condensador .....	47
Ilustración 10. Detalle de compresión no isentrópica .....	47
Ilustración 11. Rendimiento indicado vs relación de compresión.....	48
Ilustración 12. Detalle de sobrecalentamiento y subenfriamiento.....	49
Ilustración 13. Esquema de configuración de intercambiador de calor interno .....	49
Ilustración 14. Primer paso para el cálculo del ciclo real.....	52
Ilustración 15. Diagrama P-h del ciclo real R22 .....	54
Ilustración 16. Diagrama P-h del ciclo real R410a .....	58
Ilustración 17. Diagrama P-h del ciclo real R422d .....	62
Ilustración 18. Comparación de emisiones directas por tipo de refrigerante .....	65
Ilustración 19. CEE por tipo de refrigerante .....	65
Ilustración 20. Emisiones indirectas relativas por tipo de refrigerante .....	66
Ilustración 21. Presiones de trabajo por tipo de refrigerante.....	67
Ilustración 22. Temperatura en estación meteorológica.....	68
Ilustración 23. Detalle de temperatura en estación meteorológica.....	68
Ilustración 24. Detalle de temperatura en estación meteorológica.....	69
Ilustración 25. Perfil demanda térmica.....	70
Ilustración 26. Perfil demanda térmica positiva.....	70
Ilustración 27. Curva de potencia vs temperatura exterior.....	71
Ilustración 28. Demanda termica vs potencia máxima.....	71
Ilustración 29. Detalle de demanda térmica vs potencia máxima .....	71
Ilustración 30. COP vs Temperatura exterior.....	72
Ilustración 31. COP modelado vs Temperatura exterior .....	73
Ilustración 32. Temperatura ambiente, potencia térmica, COP y potencia electrica instantaneas ..	74



## INDICE DE ILUSTRACIONES

---

Ilustración 33. Demanda energética por tipo.....	77
Ilustración 34. Generación térmica por tipo .....	77
Ilustración 35. Consumo eléctrico por tipo .....	78
Ilustración 36. Emisiones por tipo de refrigerante .....	79



## Índice de tablas.

Tabla 1. ODP y vida media estimada de diferentes refrigerantes .....	7
Tabla 2. ODP y vida media estimada de diferentes refrigerantes de nueva generación.....	7
Tabla 3. PEID y vida media estimada de diferentes refrigerantes .....	9
Tabla 4. Perdidas de refrigerante en función de tipo de instalación.....	9
Tabla 5. Carga de refrigerante según tipo de instalación .....	9
Tabla 6. Propiedades físicas del R22 .....	10
Tabla 7. Propiedades físicas del R410A.....	11
Tabla 8. Propiedades físicas del R422D.....	12
Tabla 9. Condiciones interiores de diseño.....	15
Tabla 10. Transmitancia térmica máxima en cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m <sup>2</sup> K .....	16
Tabla 11. Procedimiento de comparación con valores límite.....	27
Tabla 12. Cuadro resumen de transmitancia térmica y áreas .....	28
Tabla 13. Caudales de ventilación.....	29
Tabla 14. Caudales de ventilación y factores de ocupación.....	29
Tabla 15. Volumen de aire en la vivienda.....	30
Tabla 16. Caudal de ventilación y renovación en la vivienda.....	30
Tabla 17. Factores de ocupación de cada habitación .....	32
Tabla 18. Cargas por ocupante por tramo horario.....	32
Tabla 19. Tipo de energía disipada según iluminaria.....	32
Tabla 20. Cuadro resumen de potencias térmicas de iluminarías .....	33
Tabla 21. Cuadro resumen de potencias térmicas de equipos .....	34
Tabla 22. Cuadro resumen de cargas internas totales .....	34
Tabla 23. Resumen de cargas variables con el periodo del día .....	36
Tabla 24. Cuadro resumen de potencias máximas necesarias .....	38
Tabla 25. Potencias de instalación necesarias .....	39
Tabla 26. Selección de unidades interiores y sus características.....	42
Tabla 27. Coste de equipos de refrigeración .....	43
Tabla 28. Características de los diferentes puntos del ciclo R22 .....	53
Tabla 29. Características de los diferentes puntos del ciclo R410A .....	57
Tabla 30. Características de los diferentes puntos del ciclo R422D .....	61
Tabla 31. Resumen de los parámetros calculados .....	64



## INDICE DE TABLAS

---

Tabla 32. Resumen cargas variables .....	69
Tabla 33. Resumen de propiedades refrigerantes.....	79
Tabla 34. Resumen de propiedades refrigerantes.....	79
Tabla 35. Emisiones de CO2 por tipo de refrigerante .....	79



### Introducción

En los últimos años la conciencia del hombre por el medio ambiente ha aumentado de forma significativa. Esa preocupación radica principalmente en la confirmación por diversas instituciones de que el calentamiento global no es una amenaza futura, sino presente.

Diversos estudios han estimado que para que el calentamiento global sea reversible y no desastroso, nos hemos de imponer un límite de 400 PPM (partículas por millón) de CO<sub>2</sub>. Por ello hemos de analizar caso por caso las implicaciones de los diferentes procesos e industrias en la emisión de gases de efecto invernadero.

Por otro lado, el efecto invernadero no es el único efecto causado por el hombre en la naturaleza debido a su actividad. Hemos de admitir que últimamente es el que mayor atención ha captado. Como ejemplo podemos mencionar la cumbre de Copenhague, en la que los diferentes líderes mundiales y científicos, bajo el amparo de la ONU y el Panel Intergubernamental para el Cambio Climático, se dieron cita para imponer unos límites en la emisión de gases de efecto invernadero. Pero no queda lejos en la memoria cuando en las últimas décadas del siglo XX la principal preocupación era la disminución de la capa de ozono debido a la emisión de gases que la destruían.

Dicha destrucción provocaba que en zonas cercanas a los polos, especialmente el polo sur, la población se debiera proteger contra la radiación solar. En la región de la Patagonia Argentina el nivel de casos de cáncer de piel empezó a ser alarmante. Estas noticias siempre venían acompañadas de imágenes recogidas por satélites del ya famoso agujero de la capa de ozono en Polo Sur.

Esta alarma provocó que los diferentes gobiernos se pusieran de acuerdo para limitar la producción y emisión de aquellos productos que destruían el ozono. Este acuerdo quedó patente en el acuerdo de Viena y el protocolo de Montreal. En estos acuerdos se plantearon plazos para la producción y uso de, entre otros productos, refrigerantes usados por la industria frigorífica.

Por todo lo expuesto anteriormente, en este proyecto se desea comparar las emisiones de gases invernadero producidas al climatizar una vivienda durante los meses de invierno entre tres tipos de refrigerantes diferentes, el R22 y el R422d y el R410a

La razón de dicho estudio es la prohibición por parte de la legislación actual de la utilización de gases destructores de la capa de ozono como es el R22.

Dicho refrigerante, un HCFC, ha de ser sustituido, y entre sus sustitutos se encuentran el R422D y el R410A, refrigerantes HFC con un potencial destructor de ozono nulo, pero de rendimientos diferentes, por lo que las emisiones de CO<sub>2</sub> serán diferentes.

El R410A es un refrigerante de actual uso, pero debido a que la presión que tiene que soportar los equipos que lo usan, no se considera un buen sustituto, por lo que se estudia la viabilidad del R422D como alternativa viable.



Para ello, primero hemos de saber la potencia térmica necesaria para obtener una temperatura de confort en dicha vivienda. Para el cálculo de dicha potencia térmica, en primer lugar, se ha de obtener el coeficiente global de transmisión de la vivienda a través del análisis de los materiales usados en la construcción de la misma, así como el área de la misma que se encuentra en contacto con el exterior. Con dichos datos, y junto con datos de la temperatura ambiente exterior, se realizará un cálculo de la demanda energética hora a hora.

Tras este primer paso, se preverá la demanda energética máxima de la vivienda para dimensionar el equipo necesario a instalar. Para la elección del equipo no sólo se tendrá en cuenta la demanda máxima, sino también otras características como el coste de instalación, configuración de equipos...

Tras ello, se procederá al dibujar el ciclo de vapor en los diagramas correspondientes, para con ello calcular la potencia eléctrica necesaria para la elaboración de dicho ciclo.

Finalmente se obtendrán las emisiones de gases invernadero, tanto de forma directa (las producidas por el propio refrigerante) como indirecta (las producidas por la producción de electricidad consumida por la máquina).

Junto a todo lo anterior, se realizará una simulación del comportamiento de un equipo que satisfaga las condiciones requeridas por la vivienda. Dicho equipo estará cargado por el refrigerante R410A, que como se ha comentado anteriormente es el de mayor difusión en el mercado actualmente.

El lector dispone en este proyecto de un análisis exhaustivo de la legislación que obliga a la sustitución del R22 por otro tipo de refrigerante así como una explicación de la tecnología refrigerante para que el lector tenga una visión más profunda del proyecto realizado.



## Capítulo 1. Refrigerantes

En este capítulo se realiza una explicación de qué es un refrigerante, del sistema usado para denominarlos y de las propiedades de los mismos y de los problemas medioambientales derivados del uso de los mismos. Una vez analizados los refrigerantes de forma general, se hace un estudio más exhaustivo de los refrigerantes R22, R410A y R422D, en los que se enfoca este proyecto en particular.

El fluido usado en las instalaciones frigoríficas para absorber calor del recinto (o del exterior en el caso de bombas de calor), mediante su evaporación a baja temperatura y presión, y ceder calor al ambiente (o al recinto en bombas de calor) mediante su condensación a temperatura y presión más elevadas, recibe el nombre de **refrigerante**

### Denominación

Los refrigerantes se designan mediante su fórmula molecular, su denominación química o su denominación simbólica numérica.

La denominación simbólica numérica consiste en identificar cada refrigerante con la letra “R” seguido de un número que se asigna de acuerdo con las siguientes reglas:

- Para los refrigerantes orgánicos
  - El primer dígito de la derecha, en los compuestos que carezcan de bromo, indicará el número de átomos de flúor en su molécula.
  - A la izquierda del anterior se indicará, con otro dígito, el número de átomos de hidrógeno en su molécula más uno
  - A la izquierda del anterior se indicará con otro dígito el número de átomos de carbono en su molécula menos uno, omitiéndose este dígito si resulta un cero.
  - El resto de los enlaces se completará con átomos de cloro
  - Si la molécula contiene átomos de bromo, se procederá añadiendo a la derecha una B mayúscula, seguida de un dígito que expresa el número de dichos átomos existentes en la misma.
  - Los derivados cíclicos se expresarán de acuerdo con las reglas anteriores, añadiendo luego una C mayúscula a la izquierda del número obtenido.
  - En los compuestos isómeros, el más simétrico se indica sin letra alguna a continuación del número, y al aumentar la asimetría se añadirá a la derecha de éste la letra minúscula a, b, c, etc.
  - Los compuestos no saturados se expresarán de acuerdo con las reglas anteriores, anteponiéndose el número 1 como cuarto dígito contando desde la derecha.



- Los azeótropos se designan con la denominación de sus componentes intercalando entre paréntesis el porcentaje en peso correspondiente a cada uno. También mediante un número arbitrario que sea mayor que 499 y menor que 600.
- Para los refrigerantes inorgánicos
  - El número de identificación se obtiene sumando a 700 la masa molecular del compuesto
  - Cuando dos o más refrigerantes inorgánicos tengan la misma masa molecular se utilizarán las letras mayúsculas A, B, C, etc., para distinguirlos entre ellos.

### **Clasificación**

El reglamento citado clasifica los refrigerantes en tres grupos, atendiendo al grado de seguridad que reporta su uso.

- Grupo primero: si no es combustible y su acción tóxica es ligera o nula.
- Grupo segundo: Si es de acción tóxica o corrosiva, o si su mezcla con el aire es combustible o explosiva, pero en concentraciones por encima del 3,5% en volumen.
- Grupo tercero: Si su mezcla con el aire puede ser combustible o explosiva en concentraciones inferiores al 3,5% en volumen

### **Propiedades de un refrigerante ideal**

A continuación se comentan las propiedades que ha de tener un refrigerante

1. Calor latente de vaporización. Debe ser elevado, a fin de disminuir lo más posible el caudal másico de refrigerante que ha de circular por la instalación, disminuyendo de esta manera el tamaño de la instalación y pérdidas de carga en tuberías y cambiadores.
2. Presión de condensación. La presión de vapor a la temperatura de condensación no debe ser elevada. Una relación de compresión elevada aumenta el coste del compresor y también el coste del equipo situado en la parte de alta presión
3. Presión de evaporación. La presión de vapor a la temperatura de evaporación no debe ser excesivamente baja. Si la presión en el evaporador disminuye por debajo de la atmosférica se presentan problemas de estanqueidad.
4. Temperatura crítica. Debe ser elevada. Una temperatura crítica baja incrementa la presión de condensación.
5. Volumen específico. El volumen específico del vapor a la presión de evaporación debe ser reducido, a fin de disminuir el tamaño del compresor.





6. Temperatura de congelación. Debe ser lo suficientemente baja como para que el refrigerante no se solidifique durante el trabajo normal
7. Conductividad térmica. Debe ser elevada para que las superficies de intercambio sean de reducido tamaño.
8. Viscosidad. Debe ser reducida, a fin de disminuir las pérdidas de carga en las líneas y en los cambiadores.
9. Resistencia dieléctrica del vapor. En las instalaciones que emplean compresores herméticos debe ser elevada pues el vapor está en contacto con los arrollamientos del motor.
10. Inactividad y estabilidad. El refrigerante debe ser inerte frente a los materiales que constituyen el sistema y al aceite de lubricación del compresor, y debe ser estable en su constitución química.
11. Solubilidad en aceite. A ser posible, el refrigerante debe ser inmiscible con el aceite.
12. Solubilidad con agua. Cuando el agua entra en contacto con el refrigerante puede formar taponamientos por congelación en las válvulas de expansión y evaporadores, por ello se utilizan filtros deshidratadores.

### **Refrigerantes orgánicos.**

Estos compuestos han aparecido en el mercado a partir de 1928, siendo ampliamente conocidos en la actualidad bajo distintos nombres comerciales como FREON, GNETRON ISATRON, AROTON... Las características más sobresalientes de esta familia es su elevada seguridad: no son tóxicos ni irritantes y son totalmente ininflamables, hasta el punto de emplearse como agentes extintores. Sin embargo en presencia de llama pueden dar origen a la aparición de gas fosgeno altamente tóxico.

Los refrigerantes clorados atacan al cinc y sus aleaciones y los fluorados al estaño, plomo y sus aleaciones, pero no al cobre, al aluminio ni a los materiales ferreos. También atacan al caucho natural, por lo que las empaquetaduras y juntas de estanqueidad deberán ser de caucho sintético tipo neopreno.

Los refrigerantes halogenados reaccionan con el agua originando ácidos fuertemente corrosivos.

### **Impacto Ambiental de la tecnología frigorífica**

A partir de los años 30 aparecen en el mercado los refrigerantes orgánicos, compuestos principalmente por carbono, hidrógeno, flúor y cloro, obtenidos sintéticamente por halogenación de los hidrocarburos saturados. Las excelentes propiedades físicas y químicas de estos compuestos suponen un aumento de la seguridad en el funcionamiento de las instalaciones frigoríficas y un menor coste de instalación respecto a las de amoníaco y anhídrido sulfuroso.



Actualmente se les conoce como CFCs, siglas derivadas de la denominación Cloro Fluoro Carbonados, excepto el R22, que es un Hidro Cloro Fluoro Carbonado (HCFC), por contener un átomo de hidrogeno.

Debido a las propiedades de estos refrigerantes, los requisitos de seguridad se hicieron menos rigurosos, con la consecuencia que desde la década de los años 30 se han lanzado a la atmósfera toneladas de refrigerantes, por que se pensaba que no creaban problemas de salud ni otros perjuicios para el medio ambiente.

En el año 1970, los investigadores Rowland y Mario Molina, Premios Nobel de Física, de la Universidad de California, observaron una disminución del ozono en la estratosfera del Hemisferio Sur. Dicha disminución se relacionó posteriormente con la concentración de algunos compuestos químicos orgánicos artificiales presentes en la atmósfera. Estos compuestos orgánicos han sido identificados, entre otros, como los hidrocarburos halogenados utilizados en la industria frigorífica.

El mecanismo de destrucción del ozono estratosférico se inicia con la acción de los rayos ultravioletas provenientes de la radiación solar, que rompiendo la molécula del refrigerante por el enlace del cloro, forma radicales que a su vez reaccionan con la molécula de ozono descomponiéndolo en moléculas y átomos de oxígeno. Ya que dichos compuestos son muy estables, tienen la particularidad de permanecer en la atmósfera durante largos períodos de tiempo, haciendo que la destrucción del ozono estratosférico se haya convertido en un problema de primera magnitud a resolver en la época actual. La destrucción del ozono estratosférico es un grave problema, ya que este se ocupa de absorber la radiación ultravioleta de mayor energía, impidiendo que se transmita hasta la superficie de la Tierra y preservado de esta forma la vida del planeta.

Otro aspecto relacionado con estos compuestos es su particularidad de ser opacos a la radiación de onda larga transmitida por la superficie de la tierra y por las nubes. Sabido es que la Tierra emite radiación electromagnética al espacio y que hay ciertos gases como el dióxido de carbono y el vapor de agua que reflejan esta radiación, de forma parecida a como lo hace un cristal de un invernadero, reteniendo el calor e impidiendo su transmisión al exterior, por esta razón se les denomina gases de efecto invernadero. La función de dichos gases es la de mantener el equilibrio energético del planeta que proporciona la temperatura necesaria para la vida del planeta.

Pues bien, estos hidrocarburos utilizados como refrigerantes son gases con la misma característica que el dióxido de carbono y al ser lanzados artificialmente a la atmósfera en grandes cantidades, colaboran aumentando el efecto invernadero, alterando el equilibrio térmico e incrementando la temperatura del planeta. La contribución directa de los hidrocarburos halogenados, utilizados en la industria frigorífica, es actualmente del orden del 24% del total.

A este porcentaje directo, debido a las pérdidas de refrigerante, hay que añadir el originado por el dióxido de carbono lanzado a la atmósfera como consecuencia del combustible quemado par producir la electricidad utilizada durante el tiempo de funcionamiento de la instalación.



### Efecto de los refrigerantes sobre el ozono atmosférico

Para valorar la capacidad que estos hidrocarburos halogenados tienen para destruir el ozono atmosférico, se han definido dos conceptos:

- Tiempo de permanencia en la atmósfera

Es el tiempo que el gas permanece en la atmósfera, desde que es emitido por una instalación frigorífica hasta que alcanza el espacio exterior. Durante este tiempo, en su camino hacia el espacio exterior, el gas alcanza sucesivamente la troposfera, la estratosfera y la mesosfera.

Durante el tiempo que los CFCs y CFCs emplean en difundirse a través de la atmósfera, permanecen en contacto con todos los gases que la componen.

- Potencial de destrucción del ozono.

La capacidad destructora de ozono de un refrigerante, evaluada cuantitativamente, se hace a través de un valor adimensional relativo, característico de cada refrigerante, denominado Potencial Destructor del Ozono (Ozone Depletion Potential, ODP), tomando como referencia el CDF11

**Tabla 1. ODP y vida media estimada de diferentes refrigerantes**

Refrigerante	Vida Media Estimada (años)	ODP
R11	60	1
R12	130	0,95
R113	90	0,85
R114	200	0,70
R115	400	0,40
R22	15	0,05
NH <sub>3</sub>	1,7	0,00
H <sub>2</sub> O	-	0,00

### Refrigerantes de nueva generación

La preocupación social originado por el comportamiento de estos refrigerantes hizo que durante la década de los 80 se iniciase la investigación para fabricar refrigerantes sintéticos que no tuvieran cloro en su composición química.

Los resultados obtenidos se pueden concretar en la aparición de nuevos refrigerantes más respetuosos con el medio ambiente y que son denominados HCFCs. Los inconvenientes de estos refrigerantes son un mayor precio y un rendimiento algo inferior a los de los CFCs.

**Tabla 2. ODP y vida media estimada de diferentes refrigerantes de nueva generación**

Refrigerante	Vida Media Estimada (años)	ODP
R123 HCFC	1,6	0,02
R134A HFC	16	0,00



## Efecto invernadero

Los refrigerantes utilizados en la industria del frío, una vez dispersados por la atmósfera, además del ya mencionado efecto sobre el ozono, tienen la propiedad de ser opacos a la radiación infrarroja.

Por lo tanto, los CFCs y HCFCs y HFCs, con su presencia en la atmósfera colaboran en el incremento de la temperatura de la superficie terrestre, por lo que también son considerados Gases de Efecto Invernadero.

Para valorar el efecto invernadero de los diferentes gases se han propuesto las siguientes definiciones.

- Horizonte de Tiempo de Integración HTI (ITH)

Cada refrigerante tiene un tiempo de permanencia en la atmósfera diferente, por lo tanto el potencial de calentamiento de cada gas depende de su tiempo de permanencia en la atmósfera. Por ahora el efecto invernadero se evalúa tomando como horizontes los 20, 100 y 500 años

- Potencial de calentamiento global PCG

El PCG determina la contribución particular de cada refrigerante al efecto invernadero, es un índice relativo, siendo el gas de referencia el dióxido de carbono, el gas que más contribuye (55%), al que se le asigna un valor igual a la unidad. A la contribución propia del refrigerante al efecto invernadero se le denomina efecto directo.

- Calentamiento total equivalente (TEWI)

Es la suma del efecto directo, el calentamiento originado por la presencia del propio gas, valorado en el apartado anterior, y el efecto indirecto, o sea, el dióxido de carbono lanzado a la atmósfera como consecuencia del combustible fósil quemado para producir la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar la instalación frigorífica durante toda su vida útil. El TEWI es el parámetro que valora la contribución global del sistema frigorífico al efecto invernadero del planeta.

Por esta razón el TEWI está ligado a la eficiencia de la producción del frío. Esta es la razón por la que tal eficiencia debe ser calculada en función del combustible quemado, quedando así justificada la definición de un CEE para la conversión del combustible a frío.

- Potencial efecto invernadero directo.

El potencial de efecto invernadero directo de una instalación se calcula teniendo en cuenta las fugas de refrigerante que se producen en una instalación frigorífica, así como la cantidad de refrigerante que utiliza dicha instalación y el número de años de uso de la misma.

Tabla 3. PEID y vida media estimada de diferentes refrigerantes

Gas		Tiempo de vida	Potencial efecto invernadero Horizonte de tiempo		
			20	100	500
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	-	1	1	1
Metano	CH <sub>4</sub>	12	62	23	7
Oxido Nitroso	N <sub>2</sub> O	114	275	296	156
R11	CCL <sub>3</sub> F	45	6300	4600	1600
R12	CCL <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	100	10200	10600	5200
R21	CHCL <sub>2</sub> F	2	700	210	65
R22	CHCLF <sub>2</sub>	11,9	4800	1700	540
R134A	CHF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> F	3,4	1100	330	100
R410A				2000	
R422D				2230	

Tabla 4. Perdidas de refrigerante en función de tipo de instalación

Porcentaje de pérdidas de refrigerante por año en función del tipo de instalación (f)	
Grandes instalaciones	1%
Cámaras frigoríficas	10%
Aire acondicionado	2%
Frigoríficos	0,25%

Tabla 5. Carga de refrigerante según tipo de instalación

Carga de refrigerante en Kg/kW frigorífico en función del tipo de instalación (c)	
Instalación pequeña (<50kW)	1kg/kWf
Instalación media (50-500 kW)	0,6 kg/ kWf
Instalación grande (>500kW)	0,3 Kg/kWf

De este modo, las emisiones de CO<sub>2</sub> de una instalación se calculan de la siguiente manera:

$$peii = f \cdot c \cdot PEID \quad [kg \text{ CO}_2 / \text{año}]$$

## Refrigerante R22

El refrigerante R22, monoclorodifluormetano, es un hidroclorofluorocarbono (HCFC). Debido a su poder destructor de ozono y como potente gas invernadero, no se produce hoy en día.

Se uso como una alternativa a los refrigerantes R11 y R22, ambos CFC debido a su bajo potencial destructor de ozono (0,055). Sin embargo, este bajo potencial destructor de ozono ya no se considera aceptable bajo el marco del Protocolo de Montreal y ha de ser reemplazado por otro tipo de refrigerantes.

A principios de 2010, la producción e importación de R22 está limitada al 25% del consumo

Ilustración 1. Esquema de la molécula del R22

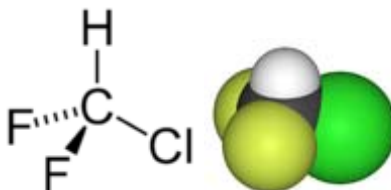


Tabla 6. Propiedades físicas del R22

Propiedad	Valor
Peso molecular	86,5 g/mol
Punto de ebullición a 1013 bar	-40,8 °C
Temperatura crítica	96,1 °C
Presión crítica	49,9 bar
Viscosidad del líquido saturado a -15°C	0.247 mPas
Viscosidad del líquido saturado 25°C	0.160 mPas
Viscosidad del vapor saturado a 25°C	0.0130 mPas
Conductividad térmica del líquido saturado a -15°C	0.103 W/(mK)
Conductividad térmica del líquido saturado a 25°C	0.086 W/(mK)
Conductividad térmica del vapor saturado a -15°C	0.0110 W/(mK)
Capacidad calórica especial del líquido saturado cp a 25°C	1.260 kJ/(kg·K)
Capacidad calórica especial del vapor saturado cp 1	0.864 kJ/(kg·K)
Ratio cp/cv (vapor saturado) 1	1.38
Densidad del líquido saturado 1	1191 Kg/m³
Densidad del vapor saturado 1	44.23 Kg/m³
Entalpía de la evaporación 1	182.5 kJ/kg
Límites de explosión en aire 3	Ninguno
Potencial Destructor de Ozono	0,055
Potencial de Efecto Invernadero	1810

### Refrigerante R410A

El R-410A es una mezcla casi azeotrópica de dos gases HFC: R32 y R125, con una temperatura de ebullición (burbuja) de -52,2 C°. Su ODP es 0, no siendo por tanto dañino para la capa de ozono. Esto lo convierte en un gas definitivo. Es un refrigerante de alta seguridad, clasificado por ASHRAE como A1/A1, es decir, no tóxico y no inflamable aún en caso de fugas. Actualmente, sus aplicaciones principales son: Nuevos equipos para aire acondicionado de baja y media potencia. Otras aplicaciones posibles están por desarrollar, debido a la escasez de materiales frigoríficos adaptados a este refrigerante.

Los niveles de presión del R410A son mucho más elevados que los habituales en los refrigerantes actuales (8 Bar más que en R22 a 40 C°). Por tanto, deben utilizarse mangueras, manómetros y material frigorífico adecuados a las nuevas presiones de trabajo.

Al ser una mezcla, debe cargarse en fase líquida. No obstante, su casi azeotropía (el desplazamiento de temperatura es solo 0,1 C°) lo hace una mezcla muy estable, pudiendo recargarse de nuevo en fase líquida después de cualquier fuga, sin cambios medibles de



composición o rendimiento. Incluso puede usarse en instalaciones inundadas (por gravedad o bombeo) sin problema.

El R410A sólo debe usarse con aceites poliéster (POE) o poliviniléter (PVE) con los que es miscible, lo que permite un buen retorno al compresor. Otros aceites (minerales, aquilbencénicos,...) no se mezclan con el R410A.

El R410A posee buenas propiedades termodinámicas. Posee una capacidad frigorífica volumétrica superior al R22 (lo que permite el uso de compresores de menor desplazamiento para obtener la misma potencia frigorífica) y mejores propiedades de intercambio térmico. Todo ello posibilita la reducción del tamaño de los equipos.

El R410A también posee muy buen rendimiento en modo calor, lo que explica su elección por fabricantes de bombas de calor reversible. Sin embargo, los ya comentados niveles elevados de presión y su temperatura crítica relativamente baja (72,2 °C), obliga a los fabricantes de material frigorífico a rediseñar completamente sus productos para adecuarlos a sus características.

**Tabla 7. Propiedades físicas del R410A**

Propiedad	Valor
Fórmula química	$\text{CH}_2\text{F}_2 / \text{CHF}_2\text{CF}_3$
Peso molecular	72,6 g/mol
Punto de ebullición a 1013 bar	-51,6 °C
Temperatura crítica	70,2 °C
Presión crítica	47,7 bar
Viscosidad del líquido saturado a -15°C	0.200 mPas
Viscosidad del líquido saturado 25°C	0.122 mPas
Viscosidad del vapor saturado a 25°C	0.0135 mPas
Conductividad térmica del líquido saturado a -15°C	0.108 W/(m·K)
Conductividad térmica del líquido saturado a 25°C	0.087 W/(m·K)
Conductividad térmica del vapor saturado a -15°C	0.0165 W/(m·K)
Capacidad calórica especial del líquido saturado cp a 25°C	1.692 kJ/(kg·K)
Capacidad calórica especial del vapor saturado cp a 25°C	1,346 kJ/(kg·K)
Ratio cp/cv (vapor saturado) 1	1.55
Densidad del líquido saturado 1	1061 Kg/m <sup>3</sup>
Densidad del vapor saturado 1	65,56 Kg/m <sup>3</sup>
Entalpía de la evaporación 1	186,4 kJ/kg
Límites de explosión en aire 3	Ninguno
Potencial Destructor de Ozono	0
Potencial de Efecto Invernadero	2000

### Refrigerante R422D

El refrigerante R422D es una mezcla no azeotrópica formado por los refrigerantes R125, R134A y R600, que sustituye al R22, sin efectos frente al ozono, ya que se trata de un HFC. Es compatible con el aceite mineral de las instalaciones, por lo que es un sustituto directo del R22. Debido a que se trata de una sustancia muy nueva todavía objeto de estudio, sus



diferentes propiedades todavía no son de gran divulgación, por lo que aquellas que no se muestran se suponen iguales a las del R22.

**Tabla 8. Propiedades físicas del R422d**

Propiedad	Valor
Temperatura de evaporación (1atm)	-46,2 – 41,5°C
Densidad relativa, gas	3,8
Densidad relativa, liquido	1,16
Presión de vapor (10°C)	9,6 bar
Potencial Destructor de Ozono	0
Potencial de Efecto invernadero	2230

Por tratarse de una mezcla zeotrópica no tiene una evaporación ni condensación constante a una presión determinada.

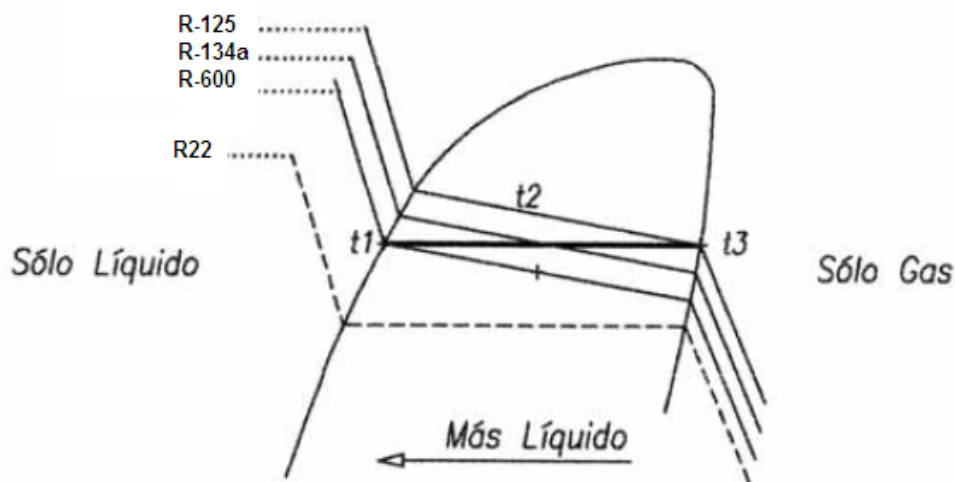
Durante la evaporación o condensación del refrigerante zeotrópico cada uno de sus componentes lo hace a temperaturas diferentes provocando lo que es conocido como deslizamiento de temperatura de evaporación (glide).

Por lo tanto, este tipo de refrigerantes no mantienen la misma composición en la fase vapor que en la de líquido.

Se debe prestar mucha atención a este hecho, ya que implica que este tipo de refrigerantes solo se puede cargar a la instalación de aire acondicionado o refrigeración en fase líquida, y por otra parte, en caso de fuga se hará necesario reponer totalmente la carga. De igual manera, el hecho de que exista un deslizamiento reduce la capacidad frigorífica del refrigerante ya que para un necesita más superficie de intercambio.

En el siguiente gráfico podemos observar que cada componente de la mezcla zeotrópica al cambiar de estado de líquido a vapor lo hace a diferentes presiones.

**Ilustración 2. Diagrama entálpico del R422D comparado con R22**







La diferencia que existe entre  $t_1$  y  $t_3$  es la temperatura de deslizamiento, que en el caso del R-422D corresponde a  $4,5^{\circ}\text{C}$ , lo cual resulta relativamente baja en comparación con otros zootropos.

Por otro lado, una gran ventaja del R422D es que se trata de un refrigerante drop-in, es decir, es un refrigerante alternativo que se puede cargar directamente en un sistema frigorífico sin necesidad de efectuar ninguna modificación o cambio y que hace que el sistema trabaje de forma similar.



## Capítulo 2. Formulación y balance energético

En este capítulo se mostraran los cálculos realizados para obtener la carga térmica de la vivienda estudiada. Para ello se realiza una descripción previa de la vivienda y de sus diferentes estancias tras lo que, diferenciando por tipo de cerramiento, se realiza un análisis exhaustivo de sus materiales, grosores y situación para el cálculo de la cantidad de energía que se pierde a través del mismo.

### *Descripción de la vivienda.*

La vivienda objeto de estudio en este proyecto es una vivienda adosada de 225 m<sup>2</sup> construidos situada en Alcorcón, provincia de Madrid, en la Calle Hortensias.

La vivienda, construida entre los años 1998 y 2000, consta de 4 plantas, entre las que se incluyen una semisótano y otra bajo cubierta con la siguiente distribución de espacios:

<b>Planta sótano</b>	<b>Superficie útil m<sup>2</sup></b>
- Garaje	27,66
- Distribuidor	3,1
- Salón I	20,65
<b>Planta baja</b>	<b>Superficie útil m<sup>2</sup></b>
- Distribuidor	5,16
- Escalera	4,22
- Cocina	9,27
- Aseo	1,56
- Salón II	22,03
<b>Planta primera</b>	<b>Superficie útil m<sup>2</sup></b>
- Distribuidor	2,56
- Escalera	4,56
- Habitación I	8,19
- Habitación II	10,02
- Habitación III	13,8
- Baño I	3,97
- Baño II	3,63
<b>Planta sobre cubierta</b>	<b>Superficie útil m<sup>2</sup></b>
- Buhardilla	26,7
- Escalera	5,4
<b>Total</b>	<b>172,48 m<sup>2</sup></b>



Los laterales de la vivienda están en contacto con viviendas de las mismas características que se suponen climatizadas a la misma temperatura, por lo que no habrá transmisión de calor por las medianeras.

Para más información sobre la distribución del edificio el lector puede ver los planos anexos.

En la vivienda se climatizaran todas las habitaciones a excepción del garaje, los distribuidores, las escaleras y los baños. En proyectos similares no se climatiza la cocina, pero dado que para ésta vivienda la cocina hace función de sala de estar, donde los habitantes pasan un gran número de horas, se ha decidido no continuar con esta tendencia.

### Normativa y documentación

Para la elaboración de este proyecto se ha consultado la siguiente documentación:

- Código técnico de la edificación: documento básico HE ahorro de Energía
- Código técnico de la edificación: documento básico HS Salubridad
- Norma UNE 10001 –Climatización – Condiciones climáticas para proyectos.
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)

### Condiciones de diseño

- Condiciones interiores

Las condiciones interiores de diseño para los meses de invierno se obtienen del RITE – ITE 02 Tabla 1,

**Tabla 9. Condiciones interiores de diseño**

Estación	Temperatura operativa °C	Velocidad media del aire m/s	Humedad relativa %
Verano	23 a 25	0,18 a 0,24	40 a 60
Invierno	20 a 23	0,15 a 0,20	40 a 60

Ya que la norma no expone condiciones en concreto, sino intervalos, para éste proyecto se elegirá una temperatura interior de diseño de 21°C y una humedad relativa del 50%

- Condiciones exteriores

Las condiciones climáticas se han tomado de datos obtenidos por la Agencia Nacional de Meteorología durante los años 2008 y 2009 en el observatorio situado en el aeropuerto de Madrid Barajas. Debido a la cercanía de la localidad en la que se sitúa la vivienda objeto de estudio y el observatorio (25 km y un desnivel de 95m), se usa como hipótesis que las temperaturas de dicho observatorio serán las mismas que las que hay en el exterior de la vivienda.

Para el cálculo de demanda máxima de la instalación, me remito a la norma UNE 100001 que establece, para la localidad de Madrid y un nivel percentil 97,5% correspondiente a instalaciones normales, una temperatura mínima de -3,7°C

El periodo de uso del equipo de calefacción será desde el 1 de noviembre hasta el 29 de marzo.



### Cálculo de cargas térmicas de diseño.

Para el cálculo de las cargas térmicas del edificio de éste estudio se usará el documento CTE\_CB-HE, sección HE1 de Marzo de 2006, usando el procedimiento de opción simplificada, basada en el control indirecto de la demanda energética de los edificios mediante la limitación de los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen su envolvente térmica. La comprobación se realiza a través de la comparación de los valores obtenidos en el cálculo con los valores límite permitido, para lo que he de tener en cuenta que la vivienda está localizada en la provincia de Madrid, a la que le corresponde una zona climática D3.

En las siguientes tablas podemos observar los límites que establece la norma para la zona antes especificada:

**Tabla 10. Transmitancia térmica máxima en cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m<sup>2</sup>K**

Cerramientos y particiones interiores	ZONAS A	ZONAS B	ZONAS C	ZONAS D	ZONAS E
Muros de fachada, particiones interiores en contacto con espacios no habitables, primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno y primer metro de muros en contacto con el terreno	1,22	1,07	0,95	0,86	<b>0,74</b>
Suelos	0,69	0,68	0,65	0,64	<b>0,62</b>
Cubiertas	0,65	0,59	0,53	0,49	<b>0,46</b>
Vidrios y marcos	5,70	5,70	4,40	3,50	<b>3,10</b>
Medianerías	<b>1,22</b>	<b>1,07</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>

ZONA CLIMATICA D3	
Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno (W/m <sup>2</sup> K)	U <sub>mlim</sub> : 0,66
Transmitancia límite de suelos (W/m <sup>2</sup> K)	U <sub>slim</sub> : 0,49
Transmitancia límite de cubiertas (W/m <sup>2</sup> K)	U <sub>clim</sub> : 0,38
Factor solar modificado límite de lucernarios (W/m <sup>2</sup> K)	F <sub>Lim</sub> : 0,28

% de huecos	Transmitancia límite de huecos U <sub>hlim</sub> W/m <sup>2</sup> K			
	N	E/O	S	SE/SO
<b>0-10</b>	3,5	3,5	3,5	<b>3,5</b>
<b>11-20</b>	3,5	3,5	3,5	<b>3,5</b>
<b>21-30</b>	2,9	3,3	3,5	<b>3,5</b>
<b>31-40</b>	2,5	2,9	3,5	<b>3,5</b>
<b>41-50</b>	2,2	2,6	3,4	<b>3,4</b>
<b>51-60</b>	<b>2,1</b>	<b>2,4</b>	<b>3,1</b>	<b>3,1</b>



Junto a las cargas a través de paredes, techos, suelos y superficies acristaladas, también se ha de tener en cuenta las siguientes cargas:

- Carga debida a ventilación
- Carga debida a infiltraciones
- Carga debida a ocupantes
- Carga debida a iluminación
- Carga debida a maquinas
- Carga debida a la propia instalación
- Coeficiente de mayoración o seguridad

### **Cargas a través de paredes, techos, suelos y superficies acristaladas**

Se trata de una transmisión de calor a través de un muro multicapas, el cual en estado estacionario se evalúa por:

$$Q = UA(T_s - T_{sc}) \quad (2.1)$$

$U$  - Coeficiente global de transmisión de calor ( $W/m^2 K$ )

$A$  - Superficie del cerramiento

$T_s$  - Temperatura seca exterior

$T_{sc}$  - Temperatura seca de comfort

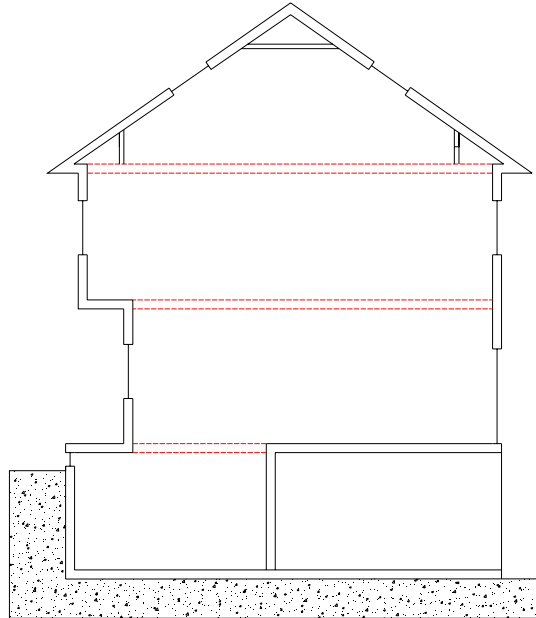
Como primer paso se calculara la envolvente térmica de la vivienda, basada en los siguientes parámetros característicos:

- a) Transmitancia térmica de muros de fachada  $U_M$
- b) Transmitancia térmica de cubiertas  $U_C$
- c) Transmitancia térmica de cerramientos en contacto con terreno  $U_T$
- d) Transmitancia térmica de cerramientos con espacios no habitables  $U_{NH}$
- e) transmitancia térmica de huecos  $U_H$  ;

De igual manera se irá comprobando que los valores de transmitancia de cada elemento no superan el máximo establecido por la norma en la tabla 2

En la siguiente figura podemos observar un esquema de la vivienda objeto de estudio así como los cerramientos de la misma.

**Ilustración 3. Esquema de la vivienda**



De manera general, la transmitancia vendrá definida por la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}} \quad (2.2)$$

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor ( $W / m^2 K$ )

$h_i$  = Coeficiente de convección interior ( $W / m^2 K$ )

$h_e$  = Coeficiente de convección exterior ( $W / m^2 K$ )

$L_i$  = Espesor del material  $i$  ( $m$ )

$\lambda_i$  = Conductividad térmica del material  $i$  ( $W / mK$ )

$R_t$  = Resistencia térmica. ( $m^2 K / W$ )

**a) Transmitancia térmica de muros de fachada.**

Para las fachadas horizontales se usaran los siguientes coeficientes de convección según CTE\_DB-HE son:

$$\frac{1}{h_i} = 0,13 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,04 \frac{m^2 K}{W}$$



Los materiales, espesores y conductividad térmica de los muros exteriores responden al siguiente esquema

Exterior	Ladrillo Visto	Poliestireno expandido	Ladrillo	Yeso	Interior
	9cm	4cm	9cm	1cm	

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Ladrillo	0,09	0,49
Poliestireno Tipo V	0,04	0,033
Yeso	0,01	0,3

Con ello, usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U_M = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{0,04 + \frac{0,09}{0,49} + \frac{0,04}{0,033} + \frac{0,09}{0,49} + \frac{0,01}{0,3} + 0,1} = 0,58 \frac{W}{m^2 K}$$

Cumple normativa, ya que es menor a 0,86.

**b) Transmisión térmica de cubiertas**

Para el tejado, dado que su pendiente es menor a 60° sobre la horizontal, se usaran los siguientes coeficientes de convección según CTE\_DB-HE:

$$\frac{1}{h_i} = 0,1 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,04 \frac{m^2 K}{W}$$

Los materiales, espesores y conductividad térmica de los muros exteriores responden al siguiente esquema

Exterior	Teja	Lana de vidrio	Pladur	Interior
	1 cm	10cm	1cm	

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Teja	0,01	1,05
Lana de Vidrio	0,1	0,037
Pladur	0,01	0,3



Con ello, usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U_c = 0,34 \frac{W}{m^2 K}$$

Cumple normativa, ya que es menor que 0,49

### c) Cerramientos en contacto con terreno

- Suelos en contacto con terreno – Losa profunda

Según CTE\_DB-HE, para el cálculo de la transmitancia térmica del suelo en contacto con el terreno se usará el CASO 2, ya que la profundidad de la misma es superior a 0,5 m respecto al nivel del terreno. Ésta se calcula con ayuda de un parámetro B (función del área y perímetro de la habitación) y la resistencia térmica del suelo, la profundidad de la losa y la Tabla E.3 de dicho documento (VER ANEXOS)

$$2,0m < z < 3$$

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P} = \frac{21,92}{19,62} = 2,23m$$

Cálculo de resistencia térmica:

Grava compacta	Lamina bituminosa	Hormigón Armado	Plaqueta
5 cm	5mm	20 cm	1cm

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Grava	0,05	0,81
Lamina Bituminosa	0,005	0,19
Hormigón	0,2	1,63
Plaqueta	0,01	1,05

Con ello:

$$R = \sum \frac{e}{\lambda} = \frac{0,05}{0,81} + \frac{0,005}{0,19} + \frac{0,2}{1,63} + \frac{0,01}{1,05} = 0,22 \frac{m^2 K}{W}$$

Interpolando

$$U_{T1} = 0,5 \frac{W}{m^2 K}$$





Primer metro de perímetro de perímetro de suelo apoyado en terreno.

$$U = 0,76 \frac{W}{m^2 K}$$

Cumple normativa ya que es menor a 0,86

- Muro en contacto con terreno.

De igual manera, y con ayuda de la tabla E.5 del documento CTE\_DB-HE se calcula la transmitancia térmica del muro en contacto en terreno, siendo esta función de su resistencia térmica, y de su profanidad,

Grava compacta	Lamina Bituminosa	Poliestireno expandido	Hormigón	Yeso
15cm	5mm	40mm	20 cm	1cm

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Grava	0,15	0,81
Lamina Bituminosa	0,005	0,19
Poliestireno	0,04	0,057
Hormigón	0,2	1,63
Yeso	0,01	0,3

$$R = \sum \frac{e}{\lambda} = \frac{0,05}{0,81} + \frac{0,005}{0,19} + \frac{0,04}{0,057} + \frac{0,2}{1,63} + \frac{0,01}{0,3} = 0,94 \frac{m^2 K}{W}$$

$$Z = 2,5m$$

Interpolando

$$U_{T2} = 0,5 \frac{W}{m^2 K}$$

Primer metro de muro

$$U = 0,69 \frac{W}{m^2 K} \quad \text{Cumple normativa, ya que es menor a } 0,86 \frac{W}{m^2 K}$$



**d) Transmitancia térmica de cerramientos con espacios no habitables  $U_{NH}$**

El cálculo de la transmitancia  $U$  viene dada por la siguiente expresión:

$$U_{NH} = U_p b$$

Siendo  $U_p$  la transmitancia térmica de la partición interior y  $b$  el coeficiente de reducción de temperatura según la tabla E.6 que es función del cociente entre áreas del espacio no habitable y el espacio habitable

- Muro separación garaje-bodega

$$\frac{1}{h_i} = 0,13 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,13 \frac{m^2 K}{W}$$

Composición de la pared

Aire	Yeso	Ladrillo	Yeso	Aire
	1 cm	9cm	01cm	

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Yeso	0,02	0,3
Ladrillo	0,09	0,49

Con ello, usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U_p = 1,43 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\frac{A_{hab}}{A_{nohab}} > 3$$

Para el cálculo de  $b$  nos basamos en la tabla E.7, Caso 2 No aislado-No aislado

$$b = 0,57$$

$$U_{NH1} = U_p b = 0,81 \frac{W}{m^2 K}$$



- Suelo Separación Planta baja-Garaje

$$\frac{1}{h_i} = 0,1 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,1 \frac{m^2 K}{W}$$

Mortero cemento	Forjado Bovedilla hormigón	Hormigón Armado	Mortero Yeso	Parqué
1cm	12 cm	10 cm	1 cm	1cm

Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Mortero cemento	0,01	1,4
Forjado Bovedilla	0,12	0,11
Hormigón	0,1	1,63
Mortero Yeso	0,01	0,3
Parqué	0,01	0,14

Con ello, usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U = 0,68 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\frac{A_{hab}}{A_{nohab}} > 3$$

$$b = 0,57$$

$$U_{NH2} = U_p b = 0,39 \frac{W}{m^2 K}$$

- Planta bajo cubierta

Parte entre techo y cubierta.

Exterior	Lana de vidrio 10cm	Pladur 1cm	Interior
----------	---------------------------	---------------	----------



Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W / mK)
Lana de vidrio	0,1	0,037
Pladur	0,12	0,3

Con ello, usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U_p = 0,34 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\frac{A_{hab}}{A_{nohab}} = 5,55 > 3$$

Caso No ais-Ais: Caso 1

Interpolando  $b=0,81$

$$U_{NH3} = U_p \cdot b = 0,26 \frac{W}{m^2 K}$$

Parte entre pared y cubierta.

Usando la ecuación 2.2 obtenemos

$$U_p = 0,33 \frac{W}{m^2 K}$$
$$\frac{A_{hab}}{A_{nohab}} = \frac{26,7}{15,28} = 1,74 \rightarrow b = 0,89$$

$$U_{NH4} = U_p \cdot b = 0,33 \cdot 0,89 = 0,29 \frac{W}{m^2 K}$$

Todos cumplen normativa, ya que son menores a 0,86

**e) transmitancia térmica de huecos  $U_H$**

- Ventanas

Haciendo uso de NBE\_CT, que estima un porcentaje del marco como el 20% del hueco, y tratándose de dobles ventanas en la totalidad de la casa, a excepción de los lucernarios.

$$U_{H1} = 3,2 \frac{W}{m^2 K}$$

Cumple normativa, ya que es menor a 3,5



- Puertas

Puerta exterior

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{0,04 + \frac{0,05}{5,8} + 0,13} = 5,59$$

- Puerta de garaje (puerta metálica)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{0,04 + \frac{0,05}{4,5} + 0,13} = 5,52$$

### Calculo de áreas de cerramientos.

- **Orientación SE**

Sabiendo que la altura de la fachada y el ancho de la vivienda son de 6m se proceden a calcular las áreas de fachada sabiendo las medidas de las ventanas.

- Muros en contacto con aire

$$A = 6 \cdot 6 - (1,2 \cdot (1,4 + 1,4 + 1,2) + 0,5 \cdot 0,56 + 1 \cdot 2,1 + 3,04 \cdot 0,31) = 27,87m^2$$

- Ventanas

$$A = 1,2 \cdot (1,4 + 1,4 + 1,2) + 0,5 \cdot 0,56 + 3,04 \cdot 0,31 = 6m^2$$

- Ventanas buhardilla

$$A = 0,7 \cdot 0,9 = 0,56m^2$$

- Puerta en contacto con aire

$$A = 2,1m^2$$

- Cubiertas

$$A_1 = 2,71 \cdot 6,14 = 16,63m^2$$

$$A_2 = 1,74 \cdot 6,14 = 10,68m^2$$

$$A_3 = 2,71 \cdot 6,14 = 10,65m^2$$

- Muro en contacto con terreno

$$A = 6 \cdot 3 = 18m^2$$



- **Orientación N**

- Muro en contacto con aire

$$A = 6 \cdot 6 - (1,2 \cdot (1,9 + 1,5 + 0,5) + 1,5 \cdot 2,1) = 28,17m^2$$

- Ventanas

$$A = 1,2 \cdot (1,9 + 1,5 + 0,5) + 1,5 \cdot 2,1 = 7,83m^2$$

- Ventanas buhardilla

$$A = 0,7 \cdot 0,9 = 0,56m^2$$

- Muro en contacto con garaje

$$A = 6 \cdot 2,64 - 2,1 \cdot 1 = 13,74m^2$$

- Puerta en contacto con garaje

$$A = 2,1m^2$$

- Cubiertas

$$A_1 = 2,71 \cdot 6,14 = 16,63m^2$$

$$A_2 = 1,74 \cdot 6,14 = 10,68m^2$$

$$A_3 = 2,71 \cdot 6,14 = 10,65m^2$$



**Tabla 11. Procedimiento de comparación con valores límite**

Cerramientos y particiones interiores	Componentes		Parámetros característicos	Parámetros característicos medidos	Comparación con valores límites
Cubiertas	$C_1$	En contacto con el aire	$U_{C1}$	$U_{Cm} = \frac{\sum A_c \cdot U_c + \sum A_L \cdot U_L}{\sum A_c + \sum A_L} = 0,36$ $= \frac{21,36 \cdot 0,34 + \dots + 1,26 \cdot 4,3}{21,36 + 33,26 + 21,3 + 1,26} = 0,36$	$U_{Cm} \leq U_{C \text{ lim}}$ $0,36 \leq 0,38$
	$C_2$	En contacto con un espacio no habitable	$U_{C2}$		
	$L$	Lucernarios	$U_L$		
Fachadas	$M_1$	Muro en contacto con aire	$U_{M1}$	$U_{Mm} = \frac{\sum A_M \cdot U_M}{\sum A_M}$ $= \frac{32,48 + 12,88}{56,01 + 15,9} = 0,63$	$U_{Mm} \leq U_{M \text{ lim}}$ $0,63 \leq 0,66$
	$M_1$	Muro en contacto con espacios no habitables	$U_{M2}$		
	H	Huecos	$U_H$	$U_{Mm} = \frac{\sum A_H \cdot U_H}{\sum A_H} =$ $= \frac{44,2}{13,83} = 3,2$	$U_{Hm} \leq U_{H \text{ lim}}$ $3,2 \leq 3,5$
Suelos	$S_1$	En contacto con espacios no habitables	$U_S$	$U_{Sm} = \frac{\sum A_s \cdot U_s}{\sum A_s}$ $= \frac{10,78}{27,66} = 0,39$	$U_{Sm} \leq U_{S \text{ lim}}$ $0,39 \leq 0,49$
Cerramientos en contacto con terreno	$T_1$	Muros en contacto con terreno	$U_{T1}$	$U_{Tm} = \frac{\sum A_T \cdot U_T}{\sum A_T} =$ $\frac{9 + 11,88}{18 + 23,75} = 0,5$	$U_{Tm} \leq U_{M \text{ lim}}$ $0,5 \leq 0,66$
	$T_2$	Suelos a una profundidad mayor de 0,5m	$U_{T2}$		



Dado que se cumplen todas las limitaciones, procedo a calcular el coeficiente global de transmisión, siendo este:

**Tabla 12. Cuadro resumen de transmitancia térmica y áreas**

Cerramiento o partición	$U (W / m^2 K)$	Área ( $m^2$ )	$U \cdot A$
Muro en contacto con exterior	0,58	56,01	32,48
Muro en contacto con terreno	0,5	18	9
Suelo en contacto con terreno	0,8	23,75	19
Muro en contacto con esp. No habitable	0,81	15,9	12,87
Suelo en contacto con esp. No habitable	0,39	27,66	10,78
Cubierta I	0,34	21,36	7,26
Cubierta con esp. no hab. I	0,26	33,26	8,64
Cubierta con esp. no hab. II	0,29	21,3	6,17
Doble ventana	3,2	13,83	44,25
Ventana sencilla	4,5	1,26	5,67
Puerta I	5,59	2,1	11,73
Puerta II	5,52	2,1	11,59
Suma		236,53	179,49

$$U_g = \frac{\sum UA}{\sum A} = \frac{179,49}{236,53} = 0,76 \frac{W}{m^2 K} \quad (2.3)$$

## Renovación

En todas las instalaciones de aire acondicionado es necesario prever una cierta renovación de aire, tanto para eliminar los olores o humos producidos, como para introducir en el local la cantidad suficiente de oxígeno con el fin de que los ocupantes puedan respirar con comodidad.

En caso de no suministrar un volumen de aire exterior mínimo al recinto, las personas inconscientemente actuarán con el fin de proporcionarse un aire que contenga un mínimo de oxígeno adecuando, así, aún no previendo ventilación o renovación del aire, lo ocupantes abrirán las puertas y ventanas, o las entornarán lo suficiente, para que las condiciones del aire sean las adecuadas. Es por ello, que independientemente de suministrar o no en el equipo de aire acondicionado una toma de aire exterior, siempre habrá que tener en cuenta un caudal de aire exterior en la instalación, bien por infiltración, o bien por acción directa de las personas.

Los caudales de ventilación se dimensionan según norma CTE\_DB-HS, una estimación del número de personas en cada habitación, así como un factor de utilización de los equipos situados en la cocina que exigen ventilación.





**Tabla 13. Caudales de ventilación**

Tipo de local	Ventilación (l/s)	Personas	Factor utilización	Volumen (l/s)
Salón 1	3	2		6
Salón II	3	1		3
Habitación 1	5	0		0
Habitación 2	5	0		0
Habitación 3	5	1		5
Cocina	76,54		0,1	7,654
Buhardilla	5	1		5
<b>Total</b>		5		26,654

Ya que la vivienda no se encuentra siempre ocupada al completo, habrá que utilizar nuevamente el factor de ocupación de la vivienda (tabla 14) y multiplicar dicho factor el valor del caudal de aire necesario para determinar su valor en cada franja horaria.

**Tabla 14. Caudales de ventilación y factores de ocupación**

Hora del día	Factor de ocupación	Caudal de ventilación (l/s)
0-6	1	26,65
7-8	0,8	21,32
9-12	0,2	5,33
13-14	0,4	10,66
15-18	0,2	5,33
19-20	0,6	15,99
21-22	0,8	21,32
23-0	1	26,65

### Infiltraciones

Esta carga se debe a la mayor presión que tiene el aire en el exterior del edificio, motivado fundamentalmente por la velocidad del aire incidente, y por la diferencia de densidades existente entre el aire en el exterior e interior, conocido vulgarmente por efecto chimenea. Existen varios métodos de cálculo para la estimación de dicho caudal, pero para este proyecto se estima que el caudal de aire de infiltración corresponde al máximo permitido por la normativa.

La permeabilidad máxima del aire, según CTE-DB-HE es de  $27m^3/h \cdot m^2$  para una sobrepresión de 100 Pa. Ya que las carpinterías de la vivienda está formada por las ventanas, puertas y lucernarios, están suman un área de:

$$A_c = 13,83 + 1,26 + 2,1 + 2,1 = 19,29m^2$$

Por lo que el caudal de aire infiltrado es de

$$V_{inf} = \frac{27 \cdot 19,29}{3600} = 0,145m^3/s$$



Este caudal sería el que se produciría si constantemente hubiera una sobrepresión de 100 Pa y si la permeabilidad de los cerramientos fuera la máxima permitida por la norma.

Ya que no existen registros de dicha sobrepresión y de los valores de permeabilidad exactos para cada cerramiento, un método para el cálculo de dichas infiltraciones es asignarle un valor en función de la carga de renovación. En este proyecto, el valor de las infiltraciones se estimará en un 30% de la carga de renovación voluntaria.

Debemos sumar los valores de ventilación e infiltraciones para poder ver que tasa de renovación de aire existe en la vivienda se ajuste a una renovación por hora (valor estimado ideal para una vivienda media). Para ello previamente hemos de calcular el volumen de aire existente en la vivienda.

Dicho volumen se calcula multiplicando el área de cada planta por la altura de la misma. Ya que altura de la buhardilla es variable, estimaremos una altura media de dicha planta de 2m. Como se puede observar el lector este cálculo no es muy detallado, ya que simplemente buscamos obtener una tasa de renovación aproximada para comprobar que nuestra estimación en infiltraciones es adecuada.

**Tabla 15. Volumen de aire en la vivienda**

Planta	Área (m <sup>2</sup> )	Altura (m)	Volumen (m <sup>3</sup> )
Sótano	23.75	3	71,25
Baja	51.41	3	154,23
Primera	54.10	3	162,3
Buhardilla	27.30	2	54,6
Total			442,38

Con este volumen de aire necesitaríamos un caudal de ventilación + renovación de 0,12 m<sup>3</sup>/s, que es mucho mayor que el estimado anteriormente. Ya que ante discrepancia de resultados prima aquel que es mayor, se dará por válido este caudal de ventilación.

Pese a ello, este caudal será el máximo, por lo que se aplicarán unos coeficientes a dicho caudal en función de los niveles de ocupación de la misma. De esta manera, finalmente los caudales de ventilación serán los siguientes:

**Tabla 16. Caudal de ventilación y renovación en la vivienda**

Hora del día	Factor de ocupación	Caudal de ventilación + renovación (m <sup>3</sup> /s)
0-6	1	0,12
7-8	0,8	0,096
9-12	0,2	0,024
13-14	0,4	0,048
15-18	0,2	0,024
19-20	0,6	0,072
21-22	0,8	0,096
23-0	1	0,12



### Cargas internas

En este apartado se realizarán los cálculos necesarios para obtener los valores de las ganancias de calor debido a las cargas internas. Estas ganancias interiores representan las cantidades de calor que se producen en las habitaciones acondicionadas, emitidas por los ocupantes, alumbrado y aparatos diversos. Se ha de remarcar que estas cargas internas para los meses de invierno se restará (será negativa), ya que proporcionan calor, lo que supone un ahorro en los equipos de climatización.

#### - Ocupantes

El cuerpo humano se comporta como una máquina térmica que consume alimentos en un proceso de combustión lenta, lo cual permite mantener una temperatura interna constante de 37°C, y realizar un conjunto de actividades voluntarias (movimientos, esfuerzo física,...) e involuntarias (respiración, circulación de sangre, etc.).

El rendimiento medio de transformación en el cuerpo humano de energía térmica consumida a trabajo realizado, se cifra alrededor de un 20% a 25%, debiendo el resto de energía ser disipada al ambiente, y conocida como energía metabólica neta.

Para poder normalizar la cantidad de energía neta que es generada por el metabolismo del cuerpo humano, se define el concepto de hombre adulto estándar, el cual se considera con un peso de 70 Kg. Y una altura de 1,73m.

Para ese hombre estándar, el autor José Manuel Pinazo en su obra “Manual de climatización” establece que para una actividad de trabajo muy ligero el cuerpo humano produce una energía por unidad de tiempo de 139W, siendo esta la suma de calor latente y sensible. Por lo tanto:

$$Q_p = Q_{sen} + Q_{lat} = 139W / persona$$

La carga total aportada será el producto del número de personas en el local por el calor que disipa cada persona, así:

$$Q_{oc} = F \cdot np \cdot Q_p \quad (2.4)$$

$np$  - Número de personas

$Q_p$  - Potencia térmica desprendida por ocupante

$F$  - Factor de simultaneidad

También se ha de usar un factor de simultaneidad que establece el número de personas que se encuentran a la vez en la vivienda. Este factor de simultaneidad lo establece el proyectista, y para éste proyecto elegiré un factor de simultaneidad dependiente de la hora del día, ya que la ocupación de la vivienda difiere mucho en función de la misma. Se ha de notar que en todo momento la vivienda permanecerá habitada, condición necesaria para que se produzca el acondicionamiento de la vivienda, por lo que el factor de ocupación es el siguiente:



**Tabla 17. Factores de ocupación de cada habitación**

Hora del día	Factor de ocupación
0-7	1
7-9	0,8
9-13	0,2
13-15	0,4
15-19	0,2
19-21	0,6
21-23	0,8
21-0	1

Usando la ecuación 2.4, los factores de ocupación de la Tabla 17 y teniendo en cuenta que el número de personas que habita la vivienda es 5 obtenemos las cargas por ocupante que podemos observar en la siguiente tabla.

**Tabla 18. Cargas por ocupante por tramo horario**

Hora del día	Carga por ocupantes
0-7	695
7-9	556
9-13	139
13-15	278
15-19	139
19-21	417
21-23	556
21-0	695

- Iluminación

El calor desprendido por las luces es todo calor sensible, distribuyéndose dependiendo del tipo de iluminación en forma radiante o convectiva.

**Tabla 19. Tipo de energía disipada según iluminaria**

Forma de Transmisión	Radiación	Convección
Lámparas d incandescencia	80%	20%
Luces fluorescentes o halógenas	50%	50%

Las iluminarias, al igual que los ocupantes, aportan calor al medio. La estimación del calor aportado por las mismas no es fácil, ya que hay que tener en cuenta que estas sólo se usaran en condiciones lumínicas exteriores pobres (atardecer y noche), o en caso de la planta semisótano siempre que haya ocupantes estarán encendidas.

De igual manera que la carga debido a los ocupantes, la energía emitida por unidad de tiempo por las iluminarías será:

$$Q_{il} = F \cdot Q_{ins} \quad (2.5)$$



$F$  - Factor de simultaneidad

$Q_{ins}$  - Potencia instalada

En la siguiente tabla se pueden observar las potencias de iluminación instaladas en cada habitación así como un factor  $F$  que estima la cantidad de tiempo que estas permanecen encendidas. A diferencia del cálculo de potencia térmica emitida por los ocupantes, en los que se hizo una diferenciación horaria del factor de ocupación, en este caso se ha deducido un factor de simultaneidad medio debido a la dificultad de estimar uno horario.

**Tabla 20. Cuadro resumen de potencias térmicas de iluminarías**

Habitación	Potencia instalada (W)	Factor	Potencia térmica (W)
Salón I	300	0,05	15
Salón II	350	0,1	35
Cocina	100	0,2	20
Aseo I	60	0,015	0,9
Distribuidor I	60	0,01	0,6
Dormitorio I	100	0,1	10
Dormitorio II	100	0,07	7
Dormitorio III	150	0,05	7,5
Baño I	100	0,05	5
Baño II	100	0,05	5
Distribuidor	60	0,01	0,6
Buhardilla	200	0,1	20
<b>Total</b>	<b>1680</b>		<b>126,6</b>

Con todo ello, la energía media por unidad de tiempo emitida por las iluminarias es

$$Q_{il} = 126,6W$$

- Equipos.

De forma análoga, los equipos eléctricos o mecánicos instalados en la vivienda disiparán una energía por unidad de tiempo cuando estén funcionando. En función de los aparatos que existan en el interior del local a climatizar, deberemos analizar el aporte de calor de los mismos.

Ya que a excepción de pequeños electrodomésticos (pequeños equipos de música, radios, cargadores de móvil...), solo la cocina y los salones disponen de grandes equipos, el estudio de la carga de los mismos se hará solamente en estas habitaciones.

De esta manera

$$Q_{eq} = F \cdot Q_{ins} \quad (2.6)$$

$F$  - Factor de simultaneidad

$Q_{ins}$  - Potencia instalada

De igual manera que el factor de simultaneidad usado en la iluminación, éste factor es un factor medio que no diferencia la entre horas.



Tabla 21. Cuadro resumen de potencias térmicas de equipos

Habitación	Potencia instalada (W)	Factor	Potencia térmica emitida (W)
Cocina	3000	0,01	30
Salón I	500	0,05	25
Salón II	500	0,07	35
<b>Total</b>	<b>4000</b>	<b>1</b>	<b>80</b>

Por lo tanto, la suma de potencia disipada es:

$$Q_{il} + Q_{eq} = 206W$$

El valor de dicha aproximación se puede estimar bueno, ya que la factura correspondiente al mes de octubre muestra un consumo de electricidad de 143KWh, lo que corresponde a un consumo medio de 192W. Teniendo en cuenta que durante el mes de octubre esa energía eléctrica solo se utilizó en iluminación y alimentación de equipos y no en calefactar la vivienda (ya que actualmente la vivienda dispone de 2 calefactores eléctricos) podemos tomar la estimación por válida.

Finalmente, las cargas internas de la vivienda son las siguientes:

Tabla 22. Cuadro resumen de cargas internas totales

Hora del día	Carga interna W
0-6	901
7-8	762
9-12	345
13-14	484
15-18	345
19-20	623
21-22	762
23-0	901

- Cargas debidas a la propia instalación

Se contabiliza en este apartado la energía desprendida por los ventiladores de los equipos, bien sea en un sistema centralizado el ventilador general, o en uno distribuido los ventiladores de fan-coils o aerotermos.

Toda la energía desprendida por dichos elementos se transformará en carga sensible para la instalación, ya que por el rozamiento el movimiento del aire se convertirá en calor.

Si se conoce su potencia se considera esta como

$$\dot{Q}_{ins} = P \quad (2.7)$$

Donde P es la potencia del ventilador (W)



Si no se conoce su potencia se puede estimar la misma a través del volumen de aire impulsado y la presión normal de funcionamiento:

$$\dot{Q}_{ins} = \frac{\Delta P_{vent} V}{\eta_v} \quad (2.8)$$

Sustituyendo el volumen impulsado en función del calor sensible total del local y del salto térmico impuesto:

$$\dot{Q}_{ins} = \frac{Q_T \cdot \Delta P_{vent}}{\rho \cdot Cp \cdot \eta_v \cdot \Delta T} \quad (2.9)$$

Siendo:

$Q_T$  - Calor sensible total de la vivienda

$\Delta P_{vent}$  - Salto de presiones en el ventilador (Pa). Función del tamaño de la instalación y de la velocidad del aire.

$\Delta T$  - Salto de temperatura local – impulsión. 12°C para calefacción

$\eta_v$  - Rendimiento del ventilador (instalaciones centralizadas = 0,7; no centralizadas = 0,5)

Para un salto de presión de 200 Pa, típico de una impulsión de un acondicionador autónomo, usando la ecuación 2.9 tenemos

$$\frac{\dot{Q}_{ins}}{Q_T} = \frac{\Delta P_{vent}}{\rho \cdot Cp \cdot \eta_v \cdot \Delta T} = \frac{200}{1 \cdot 1200 \cdot 0,5 \cdot 12} = 0,028$$

Por lo tanto, la carga debida a la propia instalación corresponde a un 2,8% de la suma de todas las cargas

### **Coefficiente de mayoración o seguridad**

De forma general se utiliza un coeficiente de seguridad para poder tener en consideración algún tipo de carga no contabilizada, o de estimación aproximada. La práctica ha llevado a aceptar un coeficiente de mayoración de las cargas de un 10%, aunque se considera que si el cálculo de cargas se ha realizado de forma precisa, dicho coeficiente de mayoración puede reducirse a un 5% o incluso no contabilizarse.

En el caso de este proyecto se plantea un caso intermedio, por lo que el coeficiente de seguridad será de un 7% de las calculas térmicas calculadas.

$$\dot{Q}_{seg} = 0,07 \cdot \dot{Q}_{cal}$$



### Resumen de cargas

Por lo tanto, la potencia de calefacción necesaria en la vivienda objeto de estudio es la siguiente:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{cal} &= \dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{renov} - \dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{ins} + \dot{Q}_{seg} \\ \dot{Q}_{trans} &= U \cdot A \cdot \Delta T = 0,76256,53 (T_{ext} - 21) = 179,49 (T_{ext} - 21) \\ \dot{Q}_{renov} &= V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T = V \cdot 1,181020 (T_{ext} - 21) = 1203,6V (T_{ext} - 21) \\ \dot{Q}_{ins} &= 0,028 \cdot \dot{Q}_{cal} \\ \dot{Q}_{seg} &= 0,07 \cdot \dot{Q}_{cal} \end{aligned} \right\} \dot{Q}_{cal} = \frac{(179,49 + 1203,6V)(21 - T_{ext}) - \dot{Q}_{int}}{0,958}$$

Tabla 23. Resumen de cargas variables con el periodo del día

Hora del día	Carga interna Q (W)	Caudal de ventilación V (m <sup>3</sup> /s)
0-6	901	0,12
7-8	762	0,096
9-12	345	0,024
13-14	484	0,048
15-18	345	0,024
19-20	623	0,072
21-22	762	0,096
23-0	901	0,12

Por lo tanto, como podemos observar, el calor que necesario para mantener la temperatura de confort es función de la temperatura externa y de la hora del día, debido a los diferentes niveles de ocupación de la vivienda

### Temperaturas

El estudio se hará para calefacción, por lo que obtengo datos de temperatura de los meses de noviembre, diciembre de 2008, enero, febrero y marzo de 2009. Los datos de temperatura son horarios para poder ajustarlos a los niveles de ocupación de la vivienda.





### Capítulo 3. Selección de equipos.

En este capítulo se procederá al cálculo de la potencia máxima necesaria por la vivienda para poder elegir el equipo que se deberá instalar. . Para ello supondremos que la vivienda está habitada a su máxima capacidad, con una temperatura marcada por la norma. Tras estimar la potencia necesaria se realizará una introducción a los sistemas de acondicionamiento de aire tras el cual se explicarán las características de los equipos seleccionados.

#### Calculo de potencia calorífica máxima necesaria por habitación.

Para el dimensionado de los equipos, se calculara la potencia máxima necesaria de estos en cada habitación teniendo en cuenta los siguientes preceptos

Solo los dormitorios, salones y cocina dispondrán de equipos de aire acondicionado, por lo tanto, los baños y zonas comunes no dispondrán de los mismos. En el caso de la planta baja, el calor perdido en el baño y recibidor será repartido de manera igual entre salón y cocina.

Los cálculos se harán para un NPE de 97,5%  $T = -3,7^{\circ}\text{C}$

Por lo tanto  $\Delta T = 21 - (-3.7) = 24,7$

Los cálculos se harán para las peores condiciones dadas, es decir, habitaciones vacías pero con la ventilación necesaria para sus condiciones que son las siguientes:

Salón I: 5 personas

Salón II: 5 personas

Cocina: Ventilación adicional para cocina y caldera no estanca

Dormitorio I: 1 persona

Dormitorio II: 1 personas

Dormitorio III: 2 persona

Buhardilla: 2 personas

De igual manera las infiltraciones serán las máximas permitidas por la norma. Hemos de notar que la suma de dichas infiltraciones y los caudales de ventilación permiten superar una tasa de renovación por hora que se vio en apartados anteriores.



## CAPÍTULO 3 ELECCIÓN DE EQUIPOS

**Tabla 24. Cuadro resumen de potencias máximas necesarias**

Habitación	Pared	Área (m <sup>2</sup> )	U (W/m <sup>2</sup> K)	Transmisión $Q = UA\Delta T$ (W)	Transmisión (W)	Renovación (l/s)	Infiltraciones (l/s)	Inf+Vent Q (W)	Total (W)
Sótano	Ventana I	0,95	3,2	75,08	1168,25	15	4.5	563.01	1731,26
	Puerta	2,1	5,52	286,32					
	Muro en contacto terreno	18	0,5	222,30					
	Suelo	27,66	0,39	266,44					
	Muro contacto con garaje	15,9	0,81	318,11					
Salón	Suelo contacto garaje	15,9	0,81	318,11	896,3	15	4.5	563.01	1459,31
	Ventana	4,95	3,2	391,24					
	Muro contacto con exterior	13,05	0,58	186,95					
Cocina	Ventana	1,68	3,2	132,78	230,34	76	12	2540.73	2771,07
	Muro contacto con exterior	6,81	0,58	97,56					
Entrada	Muro	6,13	0,58	87,81	399,89	3	0.9	112.60	512,49
	Puerta	2,1	5,59	289,95					
	Ventana	0,28	3,2	22,13					
Dormitorio I	Ventana	1,44	3,2	113,81	222,11	5	1.5	187.66	409,77
	Muro contacto con exterior	7,56	0,58	108,30					
Dormitorio II	Ventana	1,68	3,2	132,78	237,64	5	1.5	187.66	425,3
	Muro contacto con exterior	7,32	0,58	104,86					
Dormitorio III	Ventana	2,88	3,2	227,63	444,23	10	3	375.34	819,57
	Muro contacto con exterior	15,12	0,58	216,60					
Buhardilla	Ventanas	1,26	4,5	140,04	685,58	10	3	375,34	1060,92
	Muro I	21,36	0,34	179,38					
	Muro II	33,26	0,26	213,59					
	Muro III	21,3	0,29	152,57					
<b>Totales</b>					<b>4284.34</b>	<b>139</b>	<b>30.9</b>	<b>4905.35</b>	<b>9189,69</b>



Teniendo en cuenta las cargas internas debidas a la propia instalación, así como el coeficiente de mayoración, las cargas térmicas máximas son las siguientes:

**Tabla 25. Potencias de instalación necesarias**

Habitación	Potencia instalada (W)
Sótano	1807,16
Salón	1523,21
Cocina	2892,55
Entrada	534,95
Dormitorio I	427,73
Dormitorio II	443,94
Dormitorio III	855,50
Buhardilla	1107,43
Total	9592,58

#### **Clasificación de los sistemas de acondicionamiento de aire.**

- En función de la localización del sistema productor de frío.

Equipos autónomos (sistemas de expansión directa): equipos situados en el espacio acondicionado, con todos los elementos para producir el enfriamiento de aire.

- Equipos partidos (splits) domésticos de aire acondicionado
- Equipos centralizados: la producción de frío o calor se realiza centralmente, distribuyéndose a diversos subsistemas o equipos terminales que actúan sobre las condiciones ambientales de los diferentes locales o zonas

- En función de cómo se distribuya la energía térmica

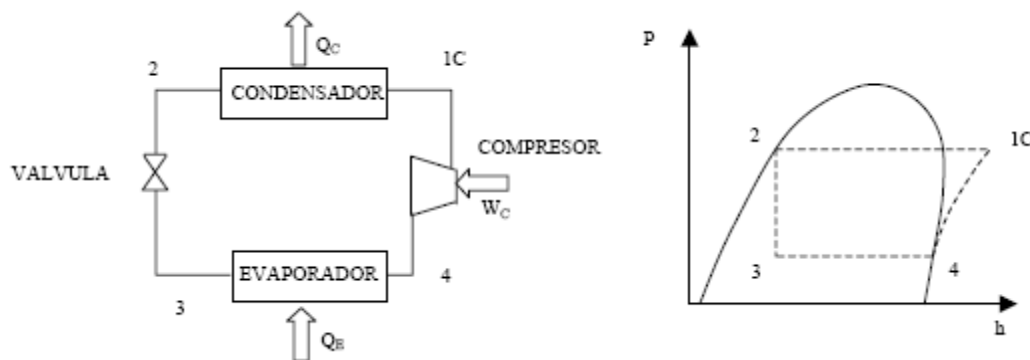
- Sistemas todo aire: son aquellos en los que la distribución de la energía térmica a los diversos locales se realiza exclusivamente mediante aire tratado.
- Sistema agua-aire: es la técnica de acondicionamiento en la que la distribución de la energía térmica a los diversos locales se realiza mediante circuitos de agua y de aire
- Sistemas todo Agua: el sistema todo agua distribuye la energía térmica a los diversos locales mediante agua.

- En función del tipo de ciclo.

- Ciclo de compresión mecánica.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica responde al siguiente esquema y evoluciones del fluido refrigerante en un diagrama P-h

**Ilustración 4. Esquema de una maquina de compresión mecánica y su ciclo refrigerante.**



El efecto de refrigeración tiene lugar en el evaporador, donde el refrigerante se evapora y absorbe el calor del espacio a enfriar. Posteriormente en estado de saturación o ligeramente recalentado (4), es comprimido hasta la presión de operación del condensador. Esta presión viene definida por la temperatura del ambiente exterior, hacia donde se rechaza el calor de condensación. Una válvula de expansión se encarga de llevar el refrigerante desde el estado de líquido saturado, a la salida del condensador (2), hasta la presión del evaporador. En caso de estar usando el ciclo de refrigeración para uso de calefacción, el condensador se situara en el interior de la vivienda y el evaporador en el exterior, por lo que el refrigerante absorbe energía del ambiente y la expulsa en el interior del habitáculo...

- Sistemas de absorción.

Una maquina de refrigeración por absorción sustituye el compresor mecánico por un compresor termoquímico, constituido por dos intercambiadores de calor y masa, el absorbedor y el generador de la figura (cada uno a la presión del evaporador y del condensador, respectivamente); una bomba de disolución y una válvula de expansión.

En estos componentes de la maquina circula una disolución compuesta por el refrigerante y un absorbente, afín al refrigerante. Dichos refrigerantes y absorbentes suelen ser Agua-Amónico o Bromuro de litio- Agua, por lo que queda descartado el uso de este sistema para dicho proyecto, ya que en el mismo trato de comprar la diferencia de eficiencia entre los refrigerantes R22 y R422D.

Por lo tanto, según las características de la vivienda, así como las potencias térmicas requeridas, ya vistas en apartados anteriores, el equipo elegido deberá cumplir los siguientes requisitos.

- El equipo deberá ser una maquina frigorífica de compresión mecánica
- El equipo ha de estar formado por equipos autónomos, ya que la distribución del aire caliente producido por un equipo central exigiría una obra de gran envergadura en la vivienda que no justificaría económicamente su instalación.
- El equipo deberá una potencia máxima de calefacción de 9189,69 W en las condiciones dadas.
- El equipo permitirá el acondicionamiento de 7 locales por separado.

### Propuesta de equipos

Para minimizar el coste del equipo, se procurará aquella solución que minimice el número de unidades exteriores. Una vez observados las diferentes ofertas del mercado y las características que debe cumplir el sistema instalado, se observa que la oferta de equipos AQUASNAP JUNIOR® de Carrier pueden ajustarse a las demandas del proyecto.

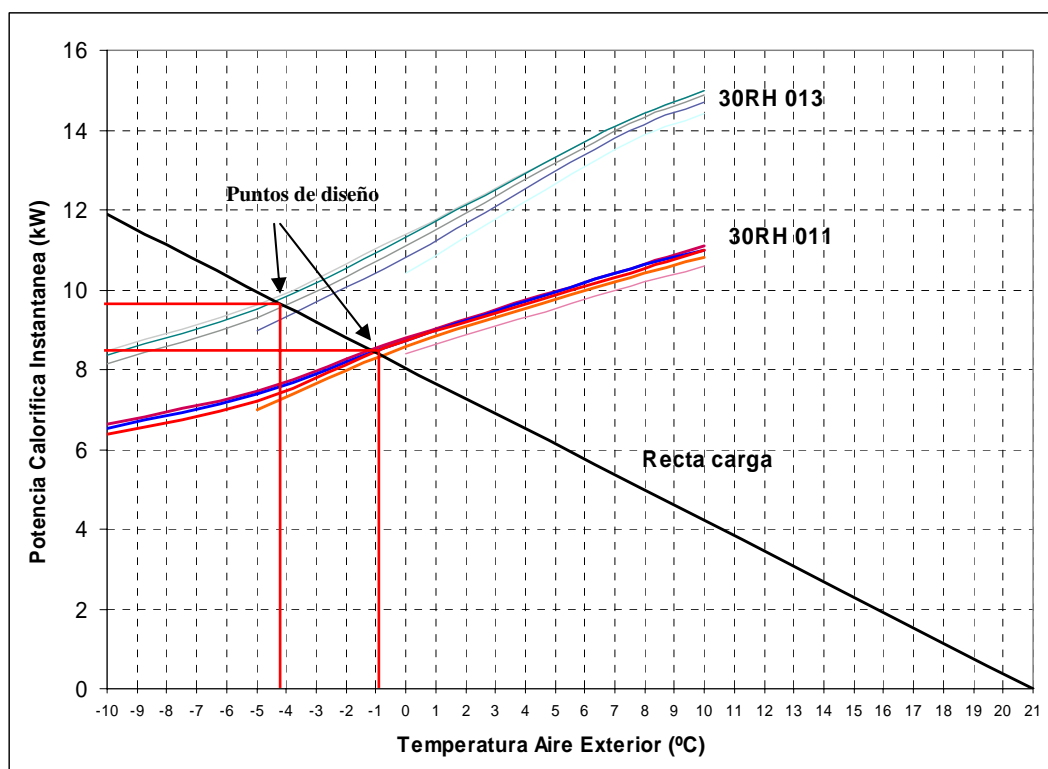
Estos modelos de bomba de calor son de aire-agua. Es decir, existe un circuito secundario de agua entre la unidad exterior y las interiores. Por lo tanto, todo el ciclo refrigerante se realiza en la unidad exterior, a diferencia de los equipos aire-aire domésticos tradicionales. Para más información, el lector puede remitirse al manual de dicho equipo, anexo a este proyecto.

Para saber si el equipo realmente satisface nuestras condiciones, no solo debemos observar la potencia calorífica máxima que nos indica el fabricante, sino su recta de curva característica y compararla con nuestra recta de carga. Este paso es necesario ya que la potencia máxima calorífica ofrecida por el fabricante se produce en unas condiciones de temperatura exterior e interior determinada (condiciones estándar EUROVENT).

Dichas condiciones estándar estiman que la entrada de aire al evaporador es de 7°C en bulbo seco, que es significativamente mayor que la temperatura mínima que por norma debe soportar nuestro equipo.

Por ello, gracias a los datos obtenidos del manual del equipo construimos la curva característica de los modelos 30RH011 Y 30RH013, ya que a primera vista son los que ofrecen una capacidad calorífica nominal mayor a la máxima demandada. Sobre esta curva se superpone la recta de carga de la vivienda y se estudia.

Ilustración 5. Curvas características de equipos y recta de carga



En la gráfica 5 podemos observar como la recta de carga de la vivienda corta a las curvas características de los equipos. Estos puntos se denominan puntos de diseño, definidos como la temperatura en la que el aporte calorífico del equipo es igual a la demanda de la instalación.

Si la temperatura exterior correspondiente a estos puntos está por encima de la temperatura de diseño mínima (3°C en nuestro caso) quiere decir que a el equipo no será capaz de suministrar el aporte de energía necesario para mantener la temperatura de confort, por lo que, o bien necesitaremos un aporte extra de energía, o bien la temperatura de confort será inferior. Por ello debemos elegir aquellos equipos cuya temperatura de punto de diseño sea inferior a la temperatura mínima para la que está diseñada la instalación.

Como se puede observar, para temperaturas superiores a la temperatura de diseño, el equipo puede suministrar más energía por unidad de tiempo que la necesaria, por lo que éste sufrirá ciclos de apagado y encendido para ajustar la temperatura de confort. De lo contrario dicha temperatura de confort aumentaría.

Se ha de notar como los catálogos de los fabricantes pueden llevar a engaño, ya que si estos no suministran los valores necesarios para construir la curva característica del equipo, o si no suministran dicha curva directamente, el diseñador de la instalación puede elegir un equipo que no sea capaz de suplir la demanda energética necesaria, como podría haber sucedido en este caso, ya que el modelo 30RH011 ofrecía una potencia calorífica nominal de 10,2 kW, superior en un principio a la máxima demandada por la instalación.

Por ello, el equipo exterior seleccionado para ésta instalación es el Carrier 30RH013.

Una vez elegida la unidad exterior se deben elegir las unidades interiores de manera tal que la potencia calorífica máxima de dichos aparatos sea superior a la potencia necesaria por las habitaciones en las que están instaladas.

- Unidades interiores:

En el interior de la vivienda se procederá a la instalación de un equipo en cada habitáculo a climatizar según las características de cada uno de los mismos.

**Tabla 26. Selección de unidades interiores y sus características**

<b>Habitación</b>	<b>Unidad</b>	<b>Potencia instalada (KW)</b>	<b>Potencia necesaria (W)</b>
Dormitorio I	42WHE016	2,0	726,89
Dormitorio II	42WHE016	2,0	804,98
Buhardilla	42WHE016	2,0	1055,98
Dormitorio III	42WHE016	2,0	1144,38
Salón	42WHE028	3,2	2544,16
Cocina	42WHE028	3,2	2962,78
Sótano	42WHE028	3,2	2395,19



**Presupuesto de equipo.**

El coste de los diferentes elementos del equipo son los siguientes:

**Tabla 27. Coste de equipos de refrigeración**

<b>Elemento</b>	<b>Precio elemento (€)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio total (€)</b>
42WHE016	339.90	4	1359.60
42WHE028	467.50	3	1402.50
Carrier 30RH013	5399.00	1	5399.00
PACK-AK30BC (caja distribuidora)	451.00	1	451.00
PACK-AK50BC (caja distribuidora)	557.00	1	554.00
<b>Total</b>			<b>9166.10</b>

A este coste total de 9166,10 € se ha de añadir el IVA (16%) más el coste de instalación, estimado en un 10% del coste total, por lo que el coste final es de 11695,94€

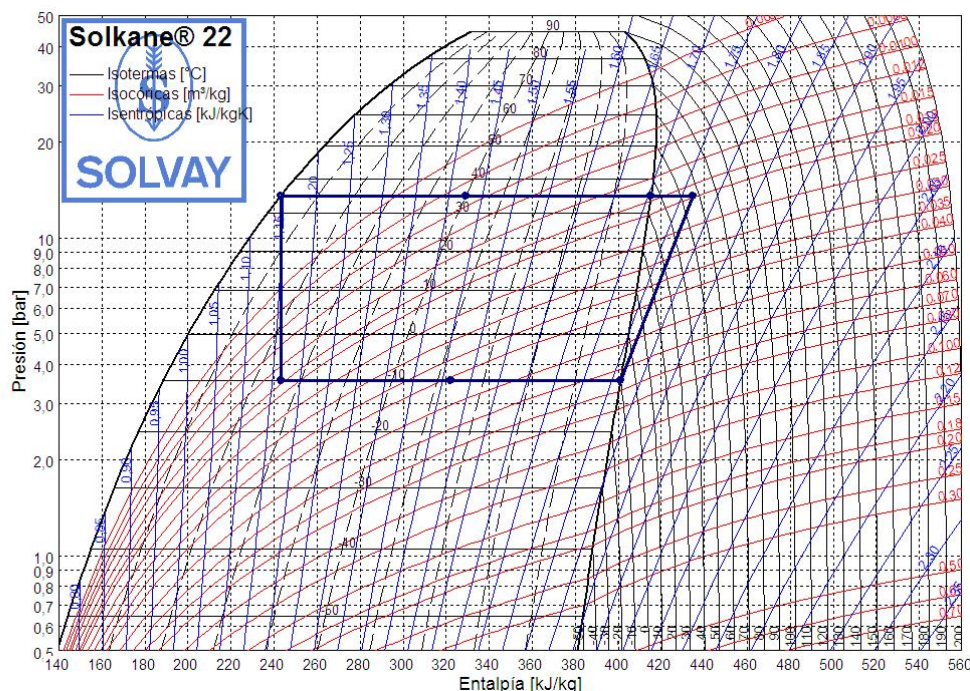


## Capítulo 4. Ciclo refrigerante.

### Introducción

Tras conocer el equipo elegido y las necesidades térmicas se procederá al cálculo teórico de la energía eléctrica necesaria para cubrir la demanda térmica. Dicho cálculo se hará analizando el ciclo realizado por el refrigerante en una máquina frigorífica de compresión mecánica (con recalentamiento)

Ilustración 6. Diagrama P-H y ciclo refrigerante ideal



En la figura 4 se representa sobre un diagrama logP-h el ciclo ideal descrito por el refrigerante. Se puede ver que éste es aspirado por el compresor en las condiciones del punto 3, a la presión y temperatura de evaporación ( $P_e$ ,  $t_e$ ), siendo a continuación comprimido isentrópicamente hasta las condiciones de entrada al condensador ( $P_c$ ,  $t_c$ ) en el punto 4.

En el punto 4, entrada al condensador, las condiciones del refrigerante son las de un vapor recalentado. En el condensador el refrigerante trasfiere el calor de condensación  $q_c$ , a un fluido exterior, llamado fluido condensante, que normalmente es agua o el aire (en nuestro caso aire), transformándose al estado líquido en el punto 1. La transformación de vapor recalentado (4), a líquido saturado (1), se realiza sucesivamente; primero enfriando a la presión constante (El vapor recalentado desde (4) hasta (4') para obtener vapor saturado, y a partir de este punto, transformándose el vapor saturado en líquido saturado a la temperatura constante de condensación  $t_c$ , hasta alcanzar el punto 1 donde finaliza la condensación.

El calentamiento del fluido exterior es el efecto útil del ciclo ya que el ciclo de refrigeración opera en la configuración de bomba de calor. El efecto útil del ciclo consiste, por lo tanto, en mantener un recinto y los productos que en él se encuentran, a una temperatura superior a la de su entorno. El calor total trasferido en este proceso,  $Q_e$ , se calculo previamente y se vio de los factores de los que depende.



El refrigerante en estado de líquido saturado entra en la válvula de expansión a la presión y temperatura finales de condensación ( $P_c$ ,  $T_c$ ). La válvula de expansión tiene como misión conducir al refrigerante desde las condiciones de salida del condensador hasta las condiciones de entrada al evaporador. En la figura vemos que la transformación es isoentálpica y que el refrigerante disminuye su presión y temperatura desde  $P_c$ ,  $t_c$  hasta  $P_e$ ,  $t_e$ . La transformación isoentálpica es irreversible y como consecuencia de la disminución de presión, se produce una evaporación parcial del refrigerante, que disminuye su temperatura desde  $t_c$  hasta  $t_e$ . Debido a la irreversibilidad de este proceso, una parte del calor latente de evaporación se pierde, entrando el refrigerante al evaporador como una mezcla bifásica de líquido y vapor.

Esta mezcla bifásica, a la presión y temperatura de evaporación, como el título de vapor correspondiente, entra al evaporador, donde hierve a presión y temperatura constante. En el evaporador el fluido exterior absorbe el calor latente de evaporación del refrigerante líquido enfriándose a su vez.

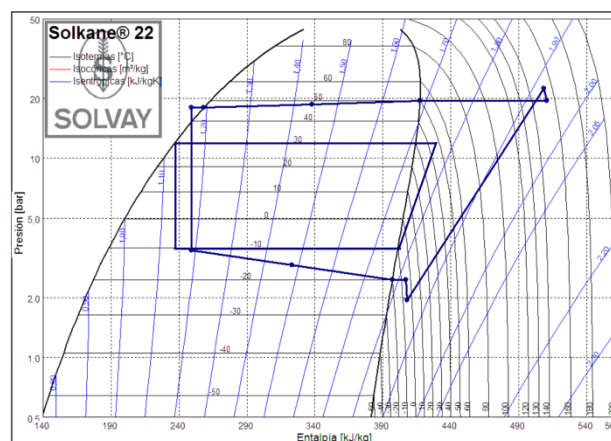
A la salida del evaporador, el refrigerante se encuentra de nuevo en las condiciones de aspiración del condensador.

### Ciclo real

Los componentes de la máquina frigorífica descrita en el apartado anterior son elementos mecánicos, que en condiciones reales de funcionamiento tienen pérdidas de eficacia originadas por procesos irreversibles.

El condensador y el evaporador son intercambiadores de calor de área finita, por lo tanto, para que exista transferencia de calor es necesaria una diferencia de temperaturas entre el refrigerante y los fluidos exteriores. Esto significa que la temperatura del evaporador debe ser inferior a la temperatura exterior, y que la de condensación superior al aire impulsado en el interior de las habitaciones. Ambos efectos hacen que la diferencia de temperaturas entre estos componentes sea mayor, y tienen como consecuencia que el compresor trabaje con una diferencia de presiones mayor, realizando más trabajo para conseguir el mismo efecto, o sea, hay una pérdida de rendimiento.

Ilustración 7. Comparación de ciclo real e ideal en diagrama P-H



Por otra parte la compresión real es irreversible, es necesario absorber más trabajo que en la compresión isentrópica, es otra pérdida de rendimiento importante.

Si el compresor es accionado por electricidad, existe una pérdida de eficacia en la conversión de la energía eléctrica a mecánica. Además, como consecuencia del rozamiento entre las partes en movimiento del compresor, es necesario aportar más trabajo, lo que se traduce en otra pérdida de rendimiento.

La pérdida de carga que el refrigerante experimente al circular por todos los componentes del sistema frigorífico: cambiadores de calor, válvulas, tuberías, aspiración e impulsión del compresor, etc., supone un aumento de la presión de impulsión.

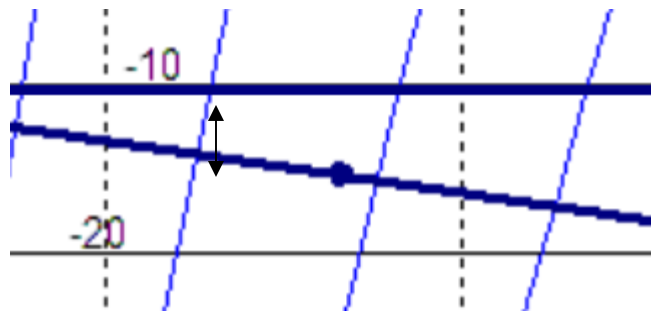
La aspiración del compresor, preferible en régimen seco recalentado, es otra pérdida inevitable de la máquina real.

Dichas pérdidas se analizan más en detalle a continuación.

- Intercambiadores de área finita.

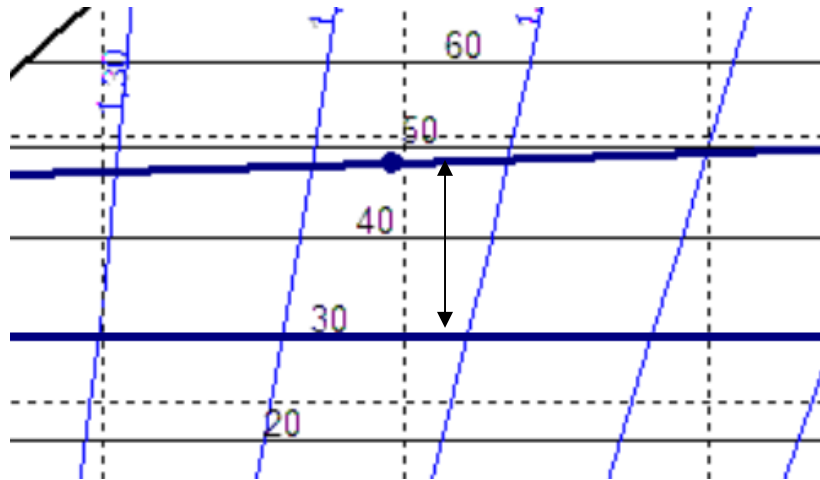
El evaporador es un intercambiador que transfiere calor desde el ambiente exterior hasta el fluido refrigerante. Por tratarse de intercambiadores de calor de área finita, su funcionamiento requiere la existencia de una diferencia de temperaturas entre el ambiente y el refrigerante, es decir, el evaporador ha de estar a una temperatura inferior que el ambiente. Dicha temperatura, en bombas de calor, se establece en  $-12^{\circ}\text{C}$ , por lo que si la temperatura ambiente es inferior la máquina frigorífica no podrá funcionar.

**Ilustración 8. Detalle de diferencia de temperatura con respecto a ciclo real en evaporador**



El condensador, de manera análoga, ha de estar a una temperatura superior a la del aire impulsado para que se produzca un intercambio de calor entre fluido refrigerante y el aire del recinto a acondicionar. En caso de condensadores de aire, se admiten temperaturas de entre  $10$  y  $15^{\circ}\text{C}$  superior.

**Ilustración 9. Detalle de diferencia de temperatura con respecto a ciclo real en condensador**

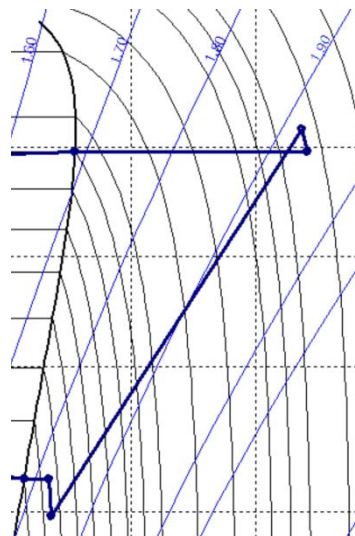


Estas diferencias de temperaturas con respecto al ciclo real significa que el compresor ha de trabajar a unas presiones mayor (en el caso del condensador) y menor (en el caso del evaporador), lo que se traduce en un mayor trabajo de compresión, y en consecuencia en una pérdida.

- Compresión irreversible

En una maquina rea la compresión es irreversible. Las irreversibilidades son producidas por: el intercambio de calor entre el refrigerante y las paredes del cilindro, por los espacios muertos en el cilindro, por las pérdidas de carga en la aspiración e impulsión, por las fugas de refrigerante entre el cilindro y los pistones, por el rozamiento entre las moléculas del refrigerante, por la mezcla del refrigerante con el aceite lubricante, etc.

**Ilustración 10. Detalle de compresión no isentrópica.**



En la figura 10 podemos observar como la compresión en el ciclo real no se produce de forma isentrópica (líneas azules), sino que la entropía de aumenta a lo largo de la misma.

Se denomina rendimiento indicado de la compresión irreversible a la relación entre el trabajo realizado en la compresión isentrópica y el trabajo realizado en la compresión real:

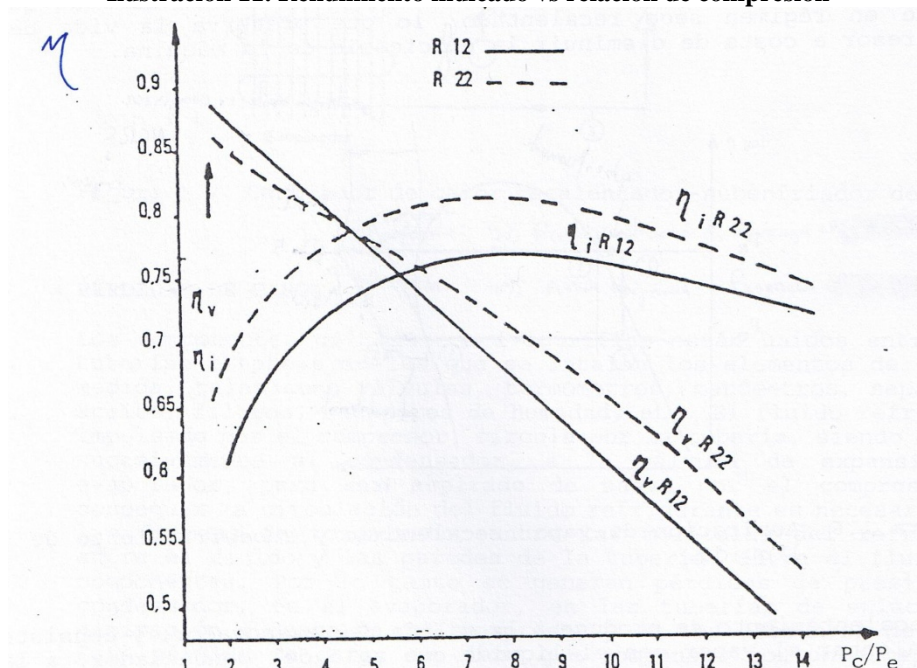
$$\eta_i = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (4.1)$$

Conociendo el rendimiento indicado podemos obtener la entalpía al final de la compresión real

$$h_4 = h_3 + \eta_i \cdot (h_{4s} - h_3) \quad (4.2)$$

El rendimiento indicado es función de la relación de compresión. Dicho rendimiento se puede consultar en la siguiente gráfica

**Ilustración 11. Rendimiento indicado vs relación de compresión**



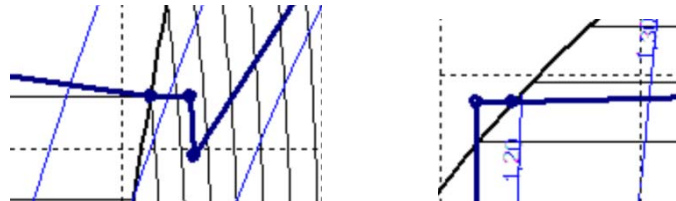
- Aspiración de vapor recalentado.

Cuando el compresor aspira una mezcla de líquido y vapor, se dice que la instalación opera en régimen húmedo, y cuando aspira exclusivamente vapor se dice que opera en régimen seco, especificándose régimen seco saturado o régimen seco recalentado, según lo sea el vapor aspirado por el compresor.

Sería deseable que las instalaciones frigoríficas operasen en régimen húmedo, sin embargo, en estas condiciones se puede presentar graves problemas en el funcionamiento del compresor, el llamado golpe de líquido, ocasionado por la

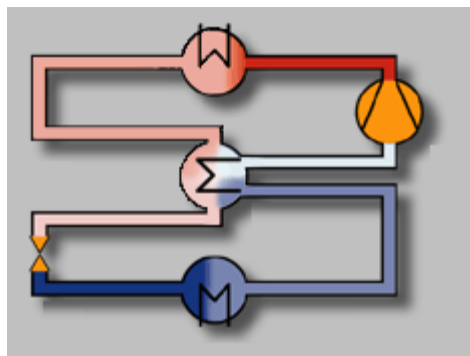
presencia de fase condensada al final de la compresión. Como consecuencia, el funcionamiento de las instalaciones de compresión mecánica simple se regula de modo que opere en régimen seco recalentado, lo que preserva la vida del compresor a costa de disminuir la eficiencia de la máquina.

**Ilustración 12. Detalle de sobrecalentamiento y subenfriamiento.**



El recalentamiento se produce a la salida del evaporador, y consiste en calentar el vapor con el líquido que sale del condensador, a la presión constante de evaporación, entre 2°C y 6°C por encima de la temperatura de saturación. Se ha de tener en cuenta la diferencia de calores específicos de la fase líquida y la fase vapor del refrigerante, por lo que la variación de temperatura no será la misma

**Ilustración 13. Esquema de configuración de intercambiador de calor interno.**



- Pérdidas de carga.

Los componentes del sistema frigorífico están unidos entre sí por tuberías estancas en las que se instalan los elementos de control y medida, tales como válvulas, termómetros, manómetros, separador de aceite, filtros, secadores de húmedas, etc. El fluido refrigerante, impulsado por el compresor, circula por la tubería, siendo conducido sucesivamente al condensador, a la válvula de expansión y al evaporador, para ser aspirado de nuevo por el compresor. Para conseguir la circulación del fluido refrigerante es necesario vencer las fuerzas de rozamiento, entre las moléculas del refrigerante, entre el fluido y las paredes de la tubería, entre el fluido y los componentes. Por lo tanto se generan pérdidas de presión en el condensador, en el evaporador, en las tuberías de enlace, en la aspiración y descarga del compresor y en los elementos de control. Esta pérdida de carga se tiene que compensar con un aumento de la presión de descarga del compresor, lo que significa un aumento de la energía absorbida, y por lo tanto otra pérdida.



Las más importantes son las pérdidas de carga originadas en el evaporador y en el condensador. Como regla práctica los evaporadores se diseñan para una pérdida de carga aproximada del 10% de la presión absoluta de trabajo. El condensador se diseña para una pérdida de carga aproximada del 5% de la presión absoluta de trabajo.

En la figura 10 también podemos observar cómo se producen pérdidas de carga en las válvulas de entrada y salida del compresor. En dicha figura, estas pérdidas están exageradas para poder observarlas, pero en la realidad dichas pérdidas de carga se incluyen en las producidas en el condensador y evaporador por ser mucho menor que ellas.

### **Sistemas de desescarche**

En un evaporador de aire de tiro natural o forzado se tienen dos fluidos. En el interior del evaporador se encuentra el refrigerante y en el exterior pasando a través de los tubos y aletas se encuentra el aire con su correspondiente contenido en humedad.

En el interior del evaporador la temperatura suele ser menor a la de rocío del agua (punto en el cual el agua comienza a condensar), el agua condensa en el exterior del evaporador y cuando además la temperatura en el interior es inferior a cero grados, lo cual es muy normal, el agua condensada se congela formando escarcha, nieve o hielo.

La formación de escarcha, nieve o hielo dependerá de las condiciones internas y externas del evaporador.

Cuando comienza el proceso de formación de hielo, lo primero que se produce es escarcha en la superficie de los tubos y aletas. La escarcha está formada por una multitud de cristales que incrementan de forma sustancial la superficie de intercambio de calor, y en un principio mejoran la transmisión de calor.

Posteriormente, según aumenta el volumen de escarcha acumulado, disminuye drásticamente la velocidad del aire a través de las aletas perdiéndose potencia frigorífica. Cuando esto sucede, esta escarcha o nieve se debe fundir con el aire de circulación parando la inyección, y cuando ya está fundida, volver a inyectar para congelar rápidamente el agua líquida remanente formando un hielo denso y buen transmisor de calor.

El proceso de formación de hielo es acumulativo, lo cual hace que si no se evita, con el tiempo el evaporador se bloquee de hielo. En consecuencia la eliminación del hielo del evaporador de forma periódica es necesaria. Si el hielo no se elimina, el producto termina estropeándose.

El proceso de eliminación de hielo de un evaporador es lo que en términos frigoríficos se conoce como desescarche.

#### **- Tipos de desescarche**

Para eliminar el hielo que se forma en los evaporadores hay que realizar un aporte de calor que permita la fusión del mismo. Dicho aporte de calor puede darse tanto desde dentro del evaporador como desde fuera de él.



El calor se puede aportar de cualquier foco con temperatura positiva, puede ser aire, agua, resistencias eléctricas energizadas a tal fin, gas caliente procedente de la descarga del compresor o del recipiente del líquido y también con líquido caliente procedente del recipiente de líquido. En el caso del gas caliente, el calor aportado procede del calor latente del vapor y una pequeña porción aportada por el calor sensible del vapor.

El sistema más extendido y eficaz es el desescarche por inversión del ciclo: Este sistema es el más eficaz de todos los dispositivos de desescarche por gases calientes, ya que en este sistema la condensación de los gases es total en el evaporador, y el líquido formado se reevapora en el condensador. Durante el periodo de desescarche se produce la inversión de los procesos normales del condensador y del evaporador, de donde proviene la denominación de desescarche por inversión del ciclo o desescarche por inversión de marcha.

La gran eficacia del sistema procede de que se disipa en el evaporador, que se halla bajo el ciclo de desescarche, toda la potencia calorífica de la máquina y, generalmente, a una temperatura de evaporación superior a la de su marcha normal. Se puede obtener esta inversión del ciclo funcional utilizando un dispositivo especial llamado válvula de inversión.

### **Condiciones de ciclo real.**

Con lo anteriormente explicado, se procede al cálculo del ciclo que experimenta el refrigerante en las condiciones de nuestro proyecto.

- Pérdida de carga en evaporador: 10%
- Pérdida de carga en condensador: 5%
- Temperatura evaporador:  $-12^{\circ}\text{C}$
- Temperatura condensador:  $55^{\circ}\text{C}$
- Recalentamiento:  $10^{\circ}\text{C}$

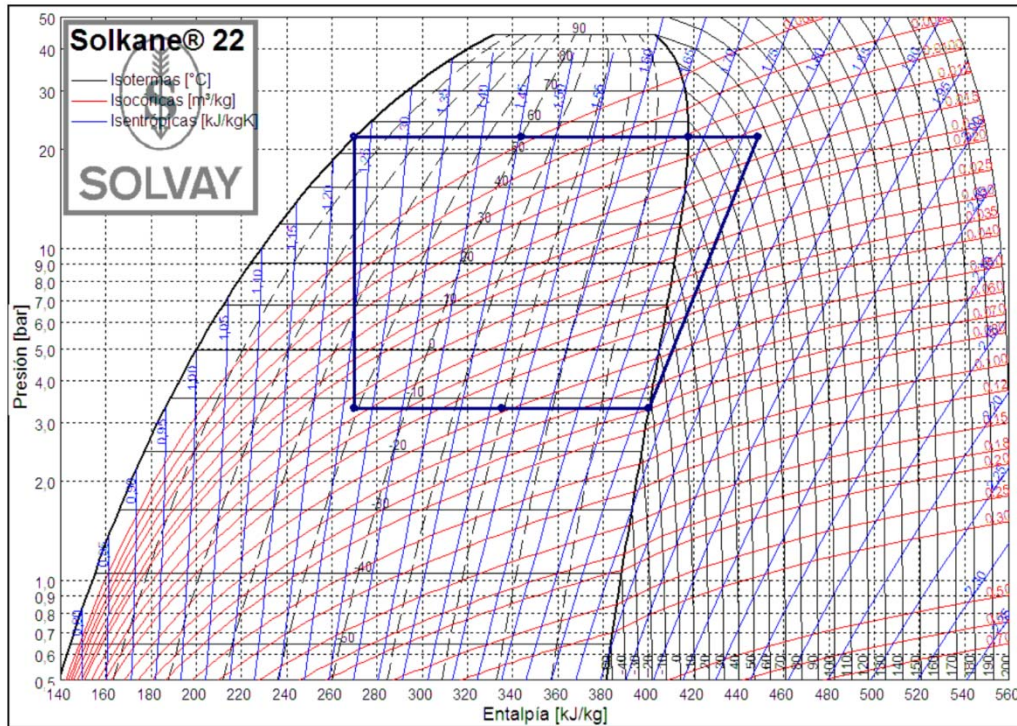
### **R22**

Los pasos para el cálculo del ciclo son los siguientes.

1. Se señalan en el ciclo las temperaturas de condensador y evaporador. De esta manera sabemos a qué presiones trabajara nuestro ciclo.



Ilustración 14. Primer paso para el cálculo del ciclo real.



De esta manera sabemos:

Presión de alta: 21,75 bar

Presión de baja: 3,3 bar.

Con estos datos, obtenemos las pérdidas de presión en el evaporador y en el condensador.

$$\Delta P_e = 0,1 P_e = 0,33 \text{ bar}$$

$$\Delta P_c = 0,05 P_c = 1,09 \text{ bar}$$

De este modo, las presiones a la entrada y salida del compresor son:

$$\left. \begin{array}{l} P_e = 2,97 \text{ bar} \\ P_s = 22,84 \text{ bar} \end{array} \right\} \Pi = \frac{P_s}{P_e} = \frac{22,84}{2,97} = 7,69$$

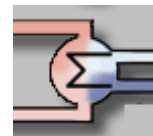
Con el ratio de presiones, obtenemos el rendimiento isentrópico de la bomba, siendo:  
 $\eta(\Pi = 7,69) = 0,74$

Procedemos a calcular el subenfriamiento del ciclo.



Realizando un balance de masa y energía en el intercambiador de calor:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1 &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta T_2 \\ m_1 &= m_2 \end{aligned} \right\} \Delta T_2 = \Delta T \cdot \frac{c_{p1}}{c_{p2}} = 10 \cdot \frac{0,864}{1,260} \approx 6,86^\circ \text{C}$$



Con estas nuevas presiones, pérdidas de presión, recalentamiento y subenfriamiento, procedemos a dibujar el ciclo real.

## 2. Dibujo del ciclo real.

- Se trazan líneas isobaras a las siguientes presiones: 22,84 – 21,75 – 3,3 – 2,97 bar
- La intersección de la isobara 22,84 bar con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 4'
- La intersección de la isobara 21,75 con la línea de saturación que separa las fases L+V / L es el punto 1
- Desde el punto 1 nos movemos 6,86°C hacia la izquierda (subenfriamiento) obteniendo el punto 1'
- Desde el punto 1' trazamos una línea vertical (expansión isoentálpica), y el cruce de esta con la isobara 3,3 es el punto 2.
- La intersección de la isobara 2,97 con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 3.
- Desde el punto 3 nos movemos 10°C hacia la derecha obteniendo el punto 3'
- Nos movemos por la línea isoentálpica hasta cruzar con la isobara de 22,84 bar obteniendo el punto 4s
- Con la entalpía del los puntos 3' y 4s y el rendimiento isentrópico del refrigerante obtenemos el punto 4 de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \rightarrow h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta} \quad (4.3)$$

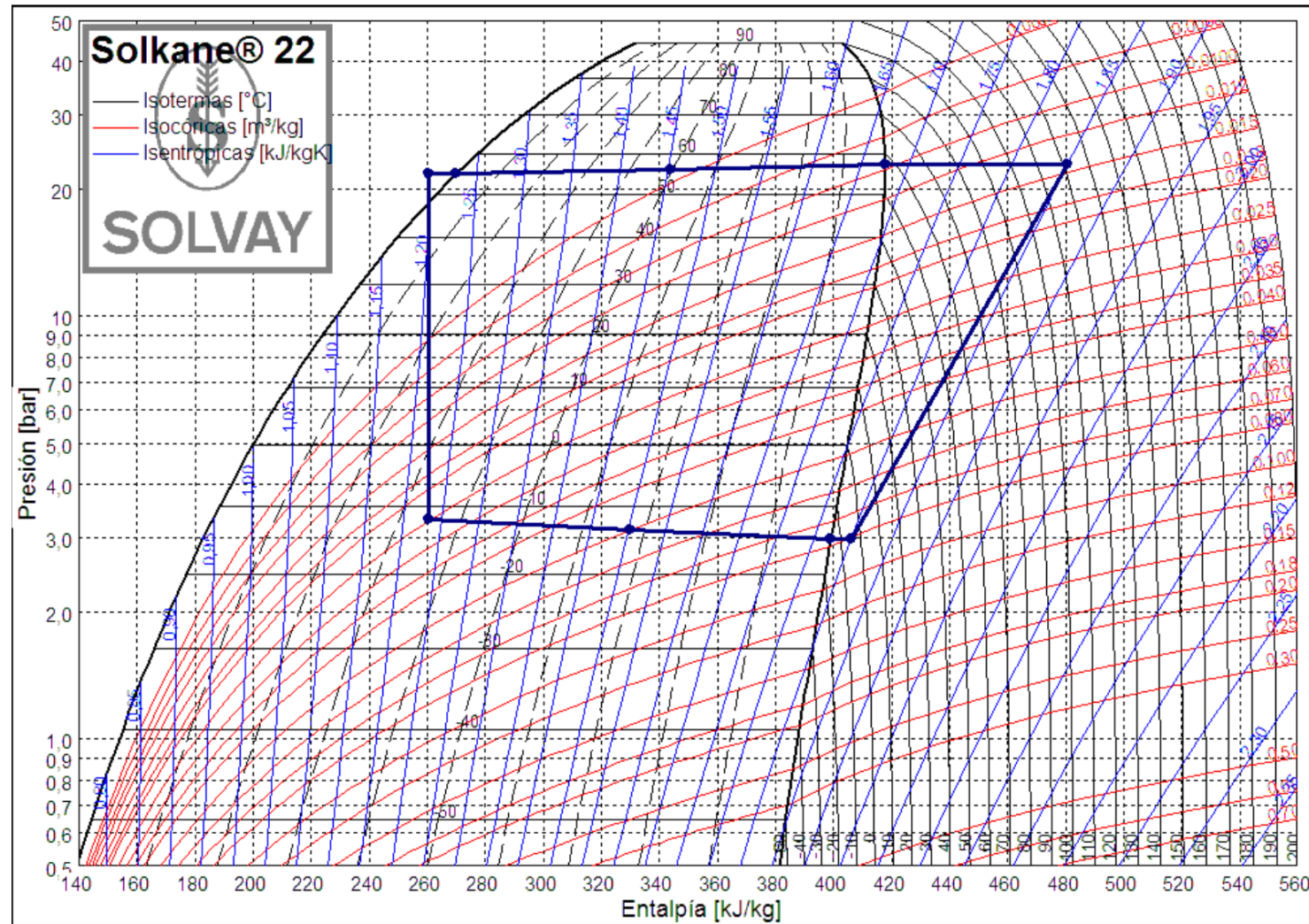
Con la entalpía del punto 4, y sabiendo que su presión es de 22,84 bar, obtenemos dicho punto.

Con todo ello, los puntos quedan definidos de la siguiente manera

**Tabla 28. Características de los diferentes puntos del ciclo**

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/Kg)	Entropía (kJ/kg·K)
3	2,97	-4,90	405,95	1,80
4s	22,84	100,19	461,32	1,79
4	22,84	121,75	480,74	1,85
4'	22,84	57,21	417,83	1,67
1	21,75	55,00	270,07	1,22
1'	21,75	48,14	260,50	1,20
2	3,30	-12,01	260,50	1,23
3'	2,97	-14,90	399,11	1,80

Ilustración 15. Diagrama P-h del ciclo real R22.





En la figura 15 podemos observar el ciclo correspondiente a nuestro refrigerante.

Con estos números podemos calcular la capacidad calorífica de nuestro ciclo.

Calor útil del ciclo

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \rightarrow \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 = 480,74 - 270,07 = 210,67 \text{ kJ / kg}$$

Potencia de la bomba

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 = 480,74 - 405,95 = 74,79 \text{ kJ / kg}$$

Una vez obtenido el calor útil del ciclo, pasamos a obtener el caudal de refrigerante por unidad de potencia

$$\frac{\dot{m}}{\dot{Q}} = \frac{1}{210,67} = 4,74 \frac{\text{g / s}}{\text{kW}}$$

El coeficiente de eficiencia energética de la máquina es:

$$CEE = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3} = \frac{210,67}{74,79} = 2,81 \frac{\text{kW}_c}{\text{kW}_m}$$

Para el cálculo de la potencia eléctrica necesaria hemos de tener en cuenta el rendimiento mecánico y el rendimiento eléctrico del compresor.

$$\frac{\dot{W}_{electrica}}{\dot{Q}_{calor}} = \frac{1}{\eta_{elec}} \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \cdot \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{Q}_{calor}}$$

Considerando un rendimiento eléctrico del 95% y un rendimiento mecánico del 85%

$$\frac{\dot{W}_{electrica}}{\dot{Q}_{calor}} = \frac{1}{0,95} \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1}{2,81} = 0,42 \frac{\text{kW}_{electricos}}{\text{kW}_{termicos}}$$
$$CEE_{global} = 2,27$$



### Emisiones directas

La capacidad frigorífica de nuestro equipo es de 11,5 KW, por lo que según la tabla 5 es un equipo pequeño, cuya carga de refrigerante es de  $1 \frac{kg_{ref}}{kW_f}$ , es decir, la cantidad de refrigerante de la maquina es de:

$$c = 11,5 \cdot 1 = 11,5 kg_{ref}$$

Al tratarse de un aire acondicionado en un edificio, las fugas de refrigerante se estiman en un 2% anual.

$$f = 0,02$$

Por lo tanto, tomando como horizonte de tiempo los 100 años, el potencial de efecto invernadero directo es:

$$pee_i = 0,02 \cdot 11,5 \cdot 1700 = 391 \frac{kg \ CO_2}{año}$$

### R410A

Para el cálculo de los parámetros del ciclo del refrigerante R410A se actúa de forma similar a la realizada con el R22.

De esta manera sabemos:

Presión de alta: 34,31 bar

Presión de baja: 5,34 bar.

Con estos datos, obtenemos las pérdidas de presión en el evaporador y en el condensador.

$$\Delta P_e = 0,1 P_e = 0,53 bar$$

$$\Delta P_c = 0,05 P_c = 1,72 bar$$

De este modo, las presiones a la entrada y salida del compresor son:

$$\left. \begin{array}{l} P_s = 36,03 bar \\ P_e = 4,81 bar \end{array} \right\} \Pi = \frac{P_s}{P_e} = \frac{36,03}{4,81} = 7,49$$

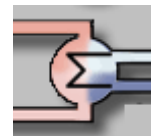
Con el ratio de presiones, obtenemos el rendimiento isentrópico de la bomba, siendo:

$$\eta(\Pi = 7,49) = 0,742$$

Procedemos a calcular el subenfriamiento del ciclo.

Realizando un balance de masa y energía en el intercambiador de calor:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1 &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta T_2 \\ m_1 &= m_2 \end{aligned} \right\} \Delta T_2 = \Delta T \cdot \frac{c_{p1}}{c_{p2}} = 10 \cdot \frac{1,346}{1,692} \approx 7,96^\circ C$$



Con estas nuevas presiones, pérdidas de presión, recalentamiento y subenfriamiento, procedemos a dibujar el ciclo real.

### 3. Dibujo del ciclo real.

- Se trazan líneas isobaras a las siguientes presiones: 36,03 – 34,31 – 5,34 – 4,81 bar
- La intersección de la isobara 36,03 bar con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 4'
- La intersección de la isobara 34,31 con la línea de saturación que separa las fases L+V / L es el punto 1
- Desde el punto 1 nos movemos 7,96°C hacia la izquierda (subenfriamiento) obteniendo el punto 1'
- Desde el punto 1' trazamos una línea vertical (expansión isoentálpica), y el cruce de esta con la isobara 3,34 es el punto 2.
- La intersección de la isobara 4,81 con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 3.
- Desde el punto 3 nos movemos 10°C hacia la derecha obteniendo el punto 3'
- Nos movemos por la línea isoentálpica hasta cruzar con la isobara de 36,03 bar obteniendo el punto 4s
- Con la entalpía de los puntos 3' y 4s y el rendimiento isentrópico del refrigerante obtenemos el punto 4 de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \rightarrow h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta} \quad (4.3)$$

Con la entalpía del punto 4, y sabiendo que su presión es de 36,03 bar, obtenemos dicho punto.

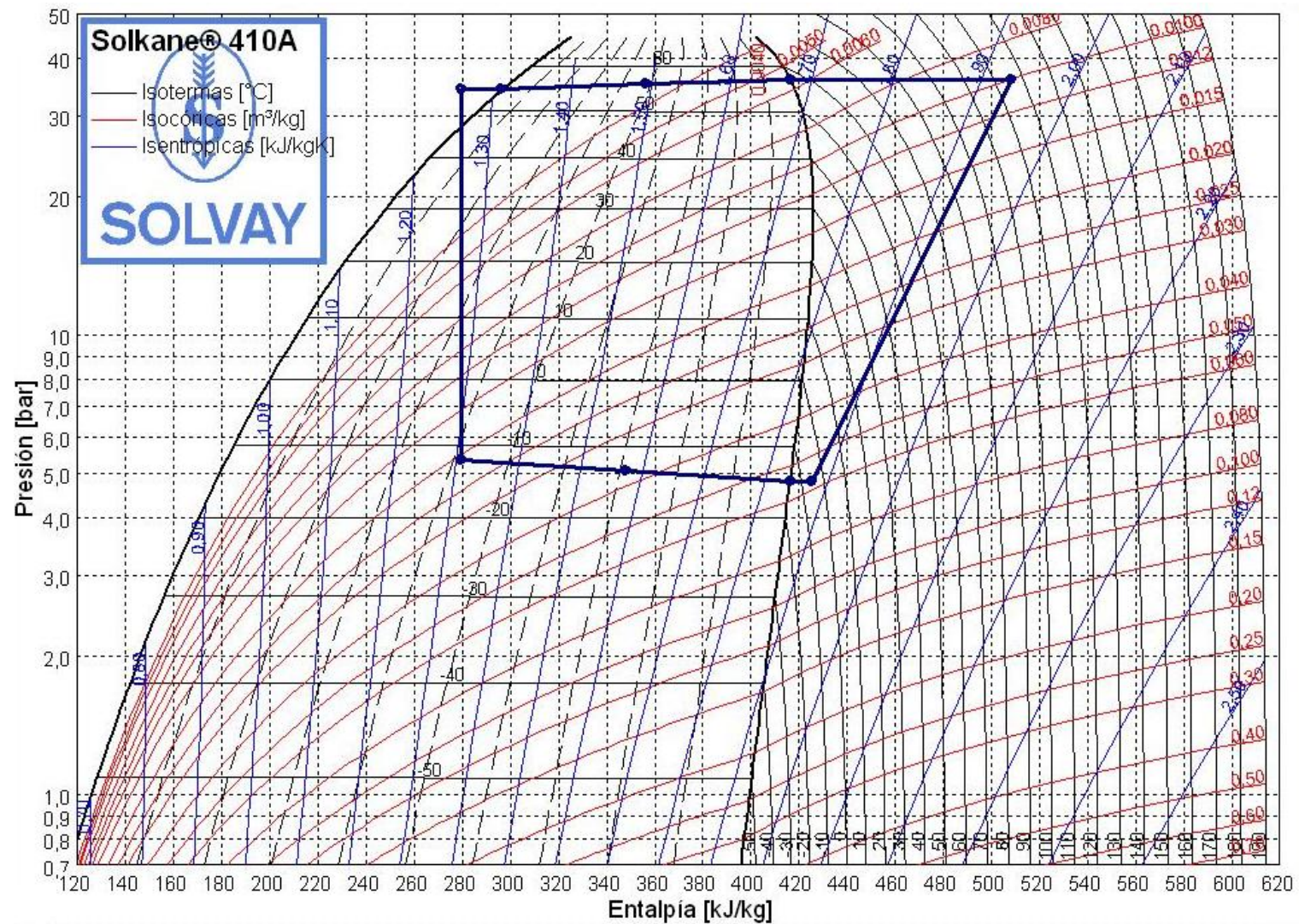
Con todo ello, los puntos quedan definidos de la siguiente manera

**Tabla 29. Características de los diferentes puntos del ciclo**

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/Kg)	Entropía (kJ/kg·K)
3	4,81	-4,92	425,55	1,87
4s	36,03	98,97	486,98	1,87
4	36,03	115,93	508,29	1,93
4'	36,03	57,18	416,38	1,67
1	34,31	54,89	296,56	1,31
1'	34,31	46,93	279,74	1,31
2	5,34	-12,04	279,74	1,31
3'	4,81	-14,92	416,24	1,84



Ilustración 16. Diagrama P-h del ciclo real R410a





En la figura 16 podemos observar el ciclo correspondiente a nuestro refrigerante.

Con estos números podemos calcular la capacidad calorífica de nuestro ciclo.

Calor útil del ciclo

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_1) \rightarrow \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 = 508,29 - 296,56 = 211,73 \text{ kJ / kg}$$

Potencia de la bomba

$$\dot{W} = \dot{m}(h_4 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 = 508,29 - 425,55 = 82,74 \text{ kJ / kg}$$

Una vez obtenido el calor útil del ciclo, pasamos a obtener el caudal de refrigerante por unidad de potencia

$$\frac{\dot{m}}{\dot{Q}} = \frac{1}{211,73} = 4,72 \frac{\text{g / s}}{\text{kW}}$$

El coeficiente de eficiencia energética de la máquina es:

$$CEE = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3} = \frac{211,73}{82,74} = 2,55$$

Para el cálculo de la potencia eléctrica necesaria hemos de tener en cuenta el rendimiento mecánico y el rendimiento eléctrico del compresor.

$$\frac{\dot{W}_{\text{electrica}}}{\dot{Q}_{\text{calor}}} = \frac{1}{\eta_{\text{elec}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{mec}}} \cdot \frac{\dot{W}_{\text{mec}}}{\dot{Q}_{\text{calor}}}$$

Considerando un rendimiento eléctrico del 95% y un rendimiento mecánico del 85%

$$\frac{\dot{W}_{\text{electrica}}}{\dot{Q}_{\text{calor}}} = \frac{1}{0,95} \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1}{2,76} = 0,48$$
$$CEE_{\text{global}} = 2,06$$



### Emisiones directas

La capacidad frigorífica de nuestro equipo es de 11,5 KW, por lo que según la tabla 5 es un equipo pequeño, cuya carga de refrigerante es de  $1 \frac{kg_{ref}}{kW_f}$ , es decir, la cantidad de refrigerante de la maquina es de:

$$c = 11,5 \cdot 1 = 11,5 kg_{ref}$$

Al tratarse de un aire acondicionado en un edificio, las fugas de refrigerante se estiman en un 2% anual.

$$f = 0,02$$

Por lo tanto, tomando como horizonte de tiempo los 100 años, el potencial de efecto invernadero directo es:

$$pee_i = 0,02 \cdot 11,5 \cdot 2000 = 460 \frac{kgCO_2}{año}$$

### R422D

Para el cálculo de los parámetros del ciclo del refrigerante R422D se actúa de forma similar a la realizada con el R22.

De esta manera sabemos:

Presión de alta: 22 bar

Presión de baja: 3 bar.

Con estos datos, obtenemos las pérdidas de presión en el evaporador y en el condensador.

$$\Delta P_e = 0,1 P_e = 0,3 bar$$

$$\Delta P_c = 0,05 P_c = 1,1 bar$$

De este modo, las presiones a la entrada y salida del compresor son:

$$\left. \begin{array}{l} P_s = 23,1 bar \\ P_e = 2,7 bar \end{array} \right\} \Pi = \frac{P_s}{P_e} = \frac{23,1}{2,7} = 8,55$$

Con el ratio de presiones, obtenemos el rendimiento isentrópico de la bomba, siendo:

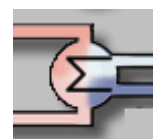
$$\eta(\Pi = 8,55) = 0,74$$

Procedemos a calcular el subenfriamiento del ciclo.

Realizando un balance de masa y energía en el intercambiador de calor:



$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1 &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta T_2 \\ m_1 &= m_2 \end{aligned} \right\} \Delta T_2 = \Delta T \cdot \frac{c_{p1}}{c_{p2}} = 10 \cdot \frac{0.864}{1.260} \approx 6,86^\circ \text{C}$$



Con estas nuevas presiones, pérdidas de presión, recalentamiento y subenfriamiento, procedemos a dibujar el ciclo real.

#### 4. Dibujo del ciclo real.

- Se trazan líneas isobaras a las siguientes presiones: 23,1 – 22,0 – 3,0 – 2,7 bar
- La intersección de la isobara 23,1 bar con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 4'
- La intersección de la isobara 22,00 con la línea de saturación que separa las fases L+V / L es el punto 1
- Desde el punto 1 nos movemos 6,86°C hacia la izquierda (subenfriamiento) obteniendo el punto 1'
- Desde el punto 1' trazamos una línea vertical (expansión isoentálpica), y el cruce de esta con la isobara 3,0 es el punto 2.
- La intersección de la isobara 2,7 con la línea de saturación que separa las fases L+V / V es el punto 3.
- Desde el punto 3 nos movemos 10°C hacia la derecha obteniendo el punto 3'
- Nos movemos por la línea isoentálpica hasta cruzar con la isobara de 23.1 bar obteniendo el punto 4s
- Con la entalpía del los puntos 3' y 4s y el rendimiento isentrópico del refrigerante obtenemos el punto 4 de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \rightarrow h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta} \quad (4.3)$$

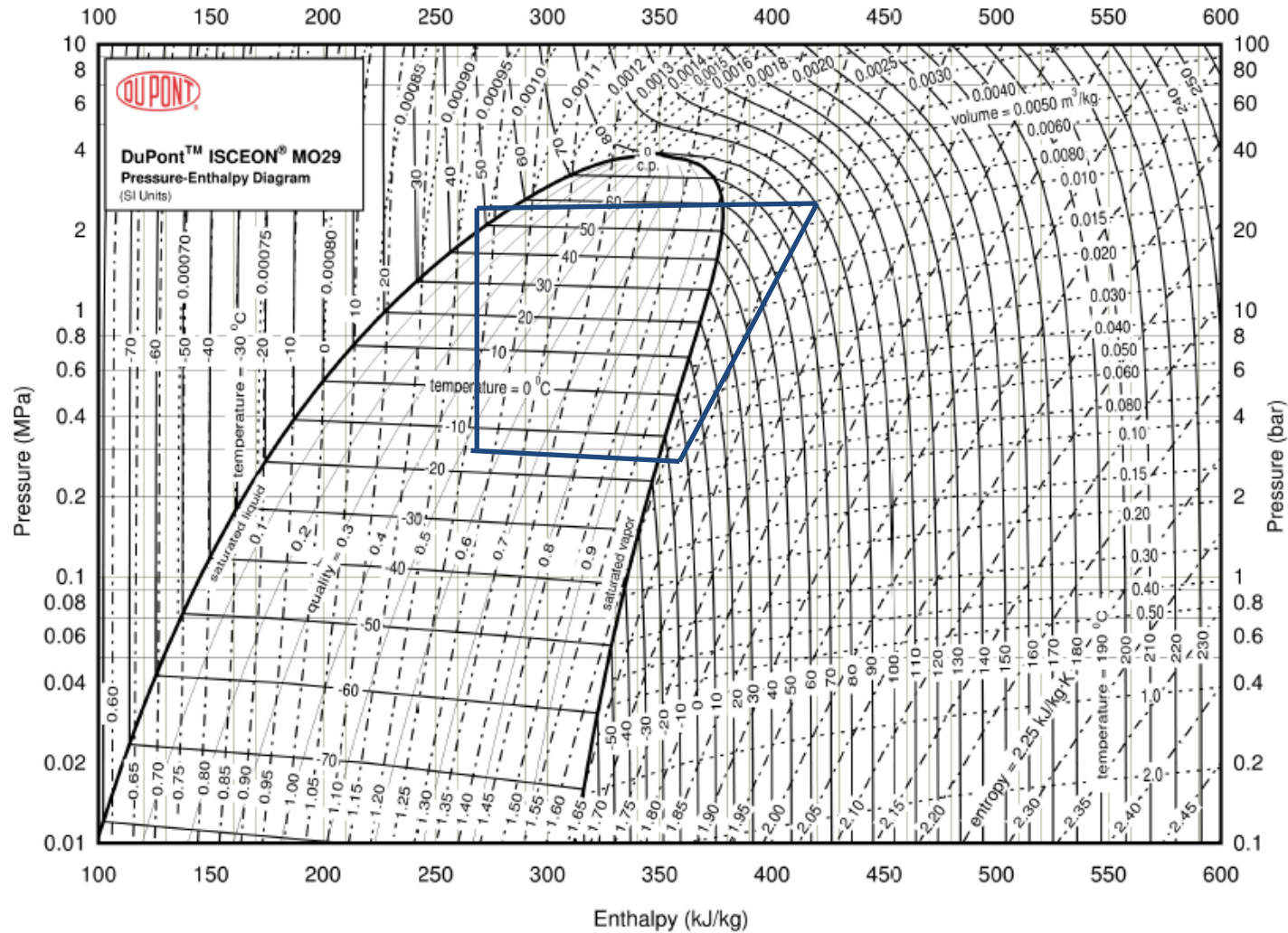
Con la entalpía del punto 4, y sabiendo que su presión es de 23,1 bar, obtenemos dicho punto.

Con todo ello, los puntos quedan definidos de la siguiente manera

**Tabla 30. Características de los diferentes puntos del ciclo**

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/Kg)	Entropía (kJ/kg·K)
3	2,7	-2	360	1.63
4s	23,1	78	405	1.63
4	23,1	89	420.81	1.68
4'	23,1	60	380	1.55
1	22,0	45	280	1.23
1'	22,0	55	265	1.27
2	3,0	-12	265	1.28
3'	2,7	-12	345	1.62

Ilustración 17 Diagrama P-h del ciclo real R422d



En la figura 17 podemos observar el ciclo correspondiente a nuestro refrigerante.

Con estos números podemos calcular la capacidad calorífica de nuestro ciclo.

Calor útil del ciclo

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_1) \rightarrow \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 = 420,81 - 280 = 140,81 \text{ kJ / kg}$$

Potencia de la bomba

$$\dot{W} = \dot{m}(h_4 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 = 420,81 - 360 = 60,81 \text{ kJ / kg}$$

Una vez obtenido el calor útil del ciclo, pasamos a obtener el caudal de refrigerante por unidad de potencia

$$\frac{\dot{m}}{\dot{Q}} = \frac{1}{140,81} = 7,1 \frac{\text{g / s}}{\text{kW}}$$

El coeficiente de eficiencia energética de la máquina es:

$$CEE = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3} = \frac{140,81}{60,81} = 2,31$$

Para el cálculo de la potencia eléctrica necesaria hemos de tener en cuenta el rendimiento mecánico y el rendimiento eléctrico del compresor.

$$\frac{\dot{W}_{electrica}}{\dot{Q}_{calor}} = \frac{1}{\eta_{elec}} \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \cdot \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{Q}_{calor}}$$

Considerando un rendimiento eléctrico del 95% y un rendimiento mecánico del 85%

$$\frac{\dot{W}_{electrica}}{\dot{Q}_{calor}} = \frac{1}{0,95} \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1}{2,31} = 0,53$$
$$CEE_{global} = 1,86$$



### Emisiones directas

La capacidad frigorífica de nuestro equipo es de 11,5 KW, por lo que según la tabla 5 es un equipo pequeño, cuya carga de refrigerante es de  $1 \frac{kg_{ref}}{kW_f}$ , es decir, la cantidad de refrigerante de la maquina es de:

$$c = 11,5 \cdot 1 = 11,5 kg_{ref}$$

Al tratarse de un aire acondicionado en un edificio, las fugas de refrigerante se estiman en un 2% anual.

$$f = 0,02$$

Por lo tanto, tomando como horizonte de tiempo los 100 años, el potencial de efecto invernadero directo es:

$$pee_i = 0,02 \cdot 11,5 \cdot 2230 = 512,9 \frac{kgCO_2}{año}$$

### Resumen

En la siguiente tabla podemos comprar los valores más importantes de los ciclos refrigerantes de las diferentes sustancias estudiadas.

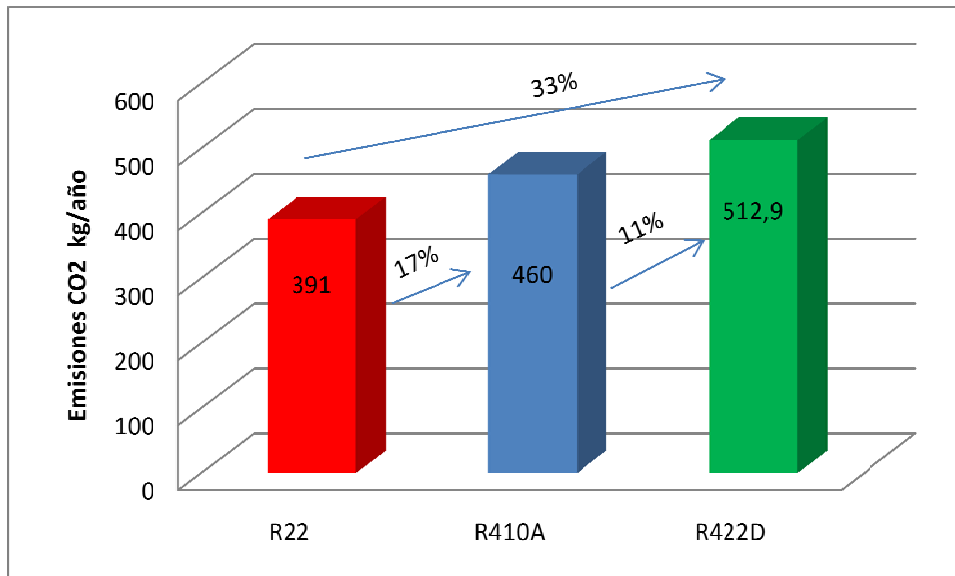
Tabla 31. Resumen de los parámetros calculados

Propiedad	R22	R410A	R422D
Calor útil [ $kJ / kg$ ]	210,67	211,73	140,81
Potencia compresor por caudal de refrigerante [ $kW / (kg / s)$ ]	74.59	82,74	60.81
Caudal refrigerante por unidad de potencia [ $g / (kW \cdot s)$ ]	4.74	4,72	7,10
Presión alta [bar]	22,84	36,03	23,1
Presión baja [bar]	2,97	4,81	2,7
CEE	2.82	2,55	2.31
CEE global	2.27	2,05	1,86
Emisiones CO <sub>2</sub> directas [ $kg / año$ ]	391	460	512,9

Cabe destacar, que la sustitución del R22 causará evidentemente un aumento de las emisiones de CO<sub>2</sub>, tanto directas como indirectas, estando estas últimas relacionadas directamente con el CEE, ya que a menor CEE mayor consumo y por lo tanto mayores emisiones

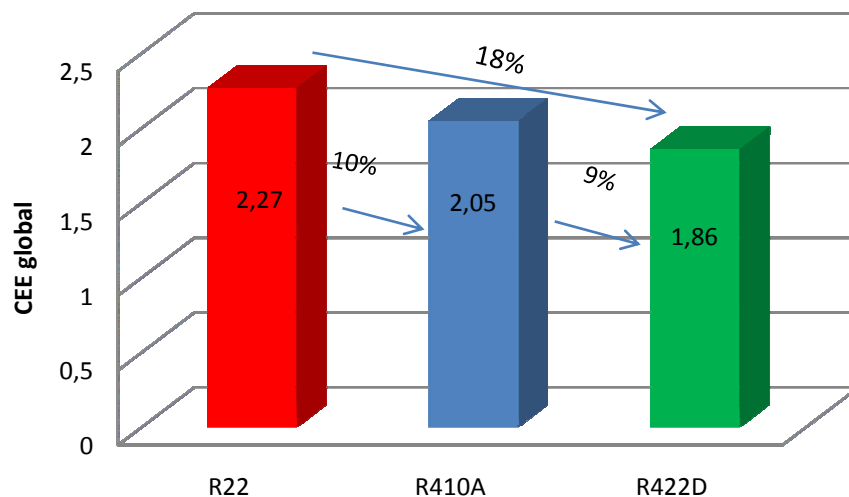
En lo referente a emisiones directas, la sustitución por el R410A (refrigerante de amplio uso actual) provoca a priori un aumento del 17%, mientras que el sustituirlo por el R412D provoca un aumento del 31%. Como el objetivo de este proyecto es evaluar la viabilidad del R412D como refrigerante, debemos compararlo con el de actual uso, el R410A, por lo que el uso de este nuevo refrigerante de nuevo desarrollo frente al HFC de actual uso supondría un aumento de las emisiones directas en un 11,5%. Estas cifras son más fáciles de visualizar en el siguiente gráfico.

**Ilustración 18. Comparación de emisiones directas por tipo de refrigerante**



En cuanto a las emisiones indirectas, aquellas ocasionadas por las emisiones de CO<sub>2</sub> provocadas por el consumo eléctrico del equipo, tenemos que tener en cuenta los CEE.

**Ilustración 19. CEE por tipo de refrigerante**



Ya que podemos definir el consumo de energía eléctrica como

$$E_i = \frac{Q}{CEE_i}$$

Siendo Q el calor necesario y CEE el coeficiente de eficiencia energética de la máquina i, podemos comparar el consumo de energía de las máquinas de la siguiente manera:

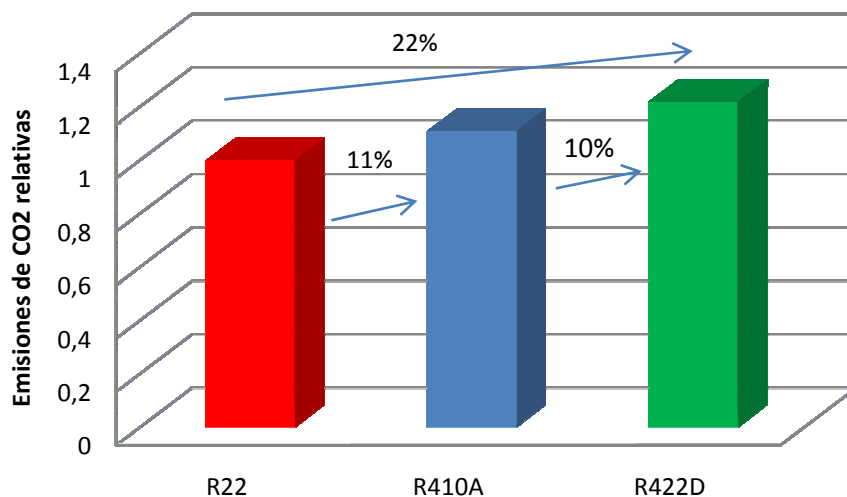
$$\frac{E_{R410A}}{E_{R22}} = \frac{CEE_{R22}}{CEE_{R410A}} = \frac{2,27}{2,05} = 1,11$$

$$\frac{E_{R422D}}{E_{22}} = \frac{CEE_{R22}}{CEE_{R422D}} = \frac{2,27}{1,86} = 1,22$$

$$\frac{E_{422D}}{E_{R410A}} = \frac{CEE_{R410A}}{CEE_{R422D}} = \frac{2,05}{1,86} = 1,10$$

En la siguiente gráfica podemos ver de manera más sencilla e intuitiva el aumento de las emisiones indirectas de CO<sub>2</sub> al utilizar los diferentes refrigerantes.

**Ilustración 20. Emisiones indirectas relativas por tipo de refrigerante**



## Conclusiones

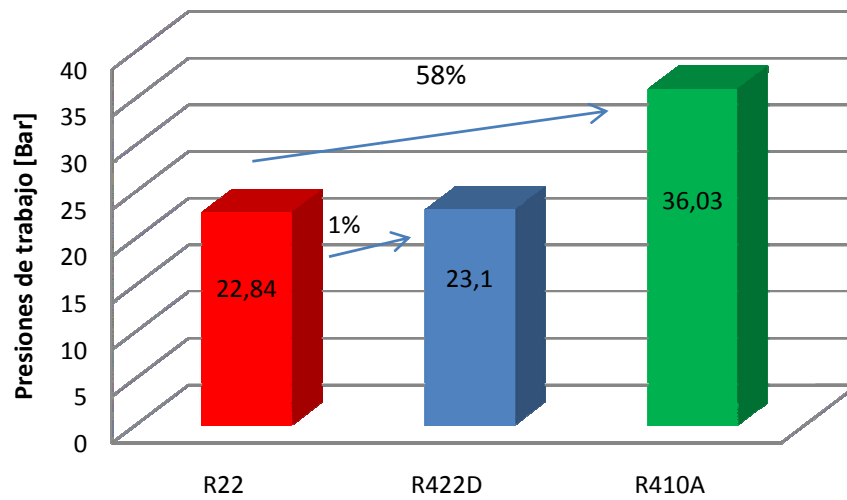
Como hemos podido observar en las diferentes gráficas, la sustitución del refrigerante R22 por el R410A o el R422D provocará un aumento de las emisiones de CO<sub>2</sub> tanto de forma directa como indirecta, debido a su menor CEE y su mayor PEID.

Dichos aumentos son de un 17% y 33% respectivamente, a efectos de emisiones directas, y de un 11% y un 22% respectivamente a efectos de emisiones indirectas.

Aunque a priori, visto lo anterior, no se observa una razón clara para la cual sustituir equipos que usen R410A por aquellos cuyo refrigerante es el R422D, debemos enfatizar que el R410A usa presiones mucho mayores que el R422D, por lo que al sustituir el refrigerante tendremos que adaptar el equipo o comprar uno nuevo, lo que significa un coste adicional.



Ilustración 21. Presiones de trabajo por tipo de refrigerante



## Capítulo 5. Simulación

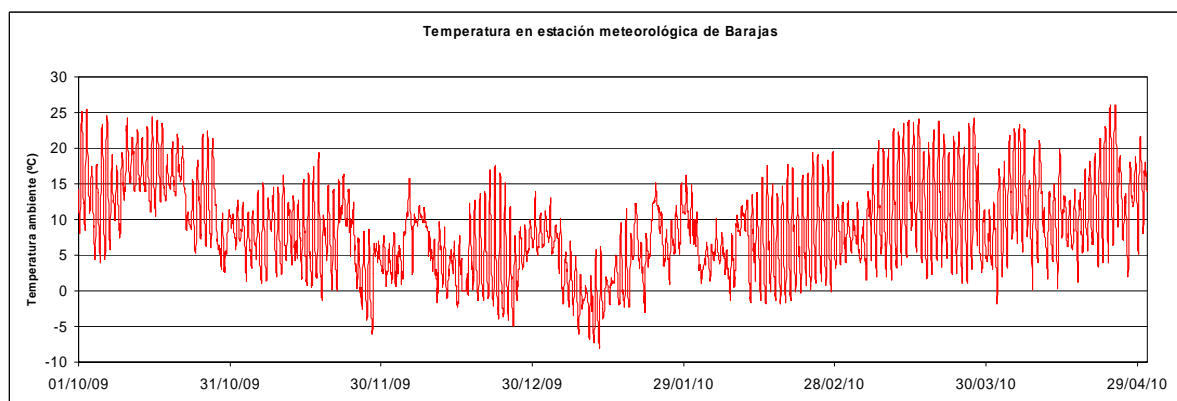
En este capítulo se procederá a simular el comportamiento de la instalación de acondicionamiento ante las condiciones exteriores. Se obtendrán datos de potencia del equipo, consumo eléctrico, emisiones de CO<sub>2</sub>...

### Datos de entrada.

La hoja de cálculo realiza una serie de cálculos a partir de unos datos de entrada. Dichos datos de entrada consisten básicamente en la temperatura ambiente en el exterior de la vivienda. Como se explicó anteriormente, dicha temperatura ha sido tomada en la estación meteorológica de la AEMT situada en el aeropuerto de Madrid Barajas.

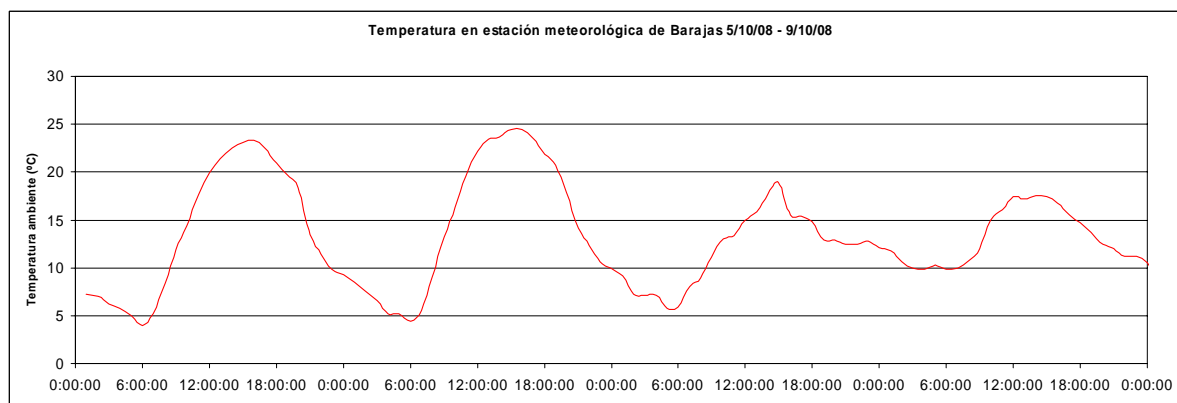
En la figura 22 podemos observar el comportamiento de dicha temperatura en el periodo estudiado en este proyecto.

**Ilustración 22. Temperatura en estación meteorológica**



Si observamos dicha temperatura, se aprecia una gran variabilidad en la misma, esto es debido a la oscilación de la misma en función de la hora del día en la que nos encontramos. Si observamos un periodo de tiempo más pequeño, dichas oscilaciones se aprecian con más detalle.

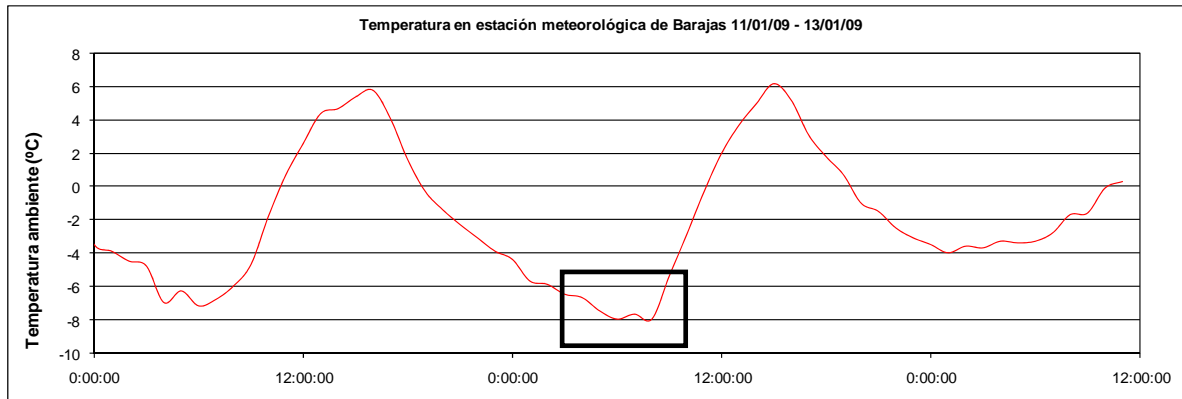
**Ilustración 23. Detalle de temperatura en estación meteorológica**





Es de gran importancia resaltar el punto de menor temperatura, ya que este punto será, a priori, el punto en el que la demanda energética será mayor. Este punto en concreto se da a las 6.00 y a las 8:00 horas del día 12 de enero de 2009, siendo la temperatura de -8 °C.

**Ilustración 24. Detalle de temperatura en estación meteorológica**



Con estos datos de entrada, y utilizando las ecuaciones descritas en el capítulo 2 obtendremos las cargas térmicas de la vivienda.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{cal} &= \dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{renov} - \dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{ins} + \dot{Q}_{set} \\
 \dot{Q}_{trans} &= U \cdot A \cdot \Delta T = 0,76 \cdot 256,53 \cdot (T_{ext} - 21) = 179,49 \cdot (T_{ext} - 21) \\
 \dot{Q}_{renov} &= V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T = V \cdot 1,18 \cdot 1020 \cdot (T_{ext} - 21) = 1203,6V \cdot (T_{ext} - 21) \\
 \dot{Q}_{ins} &= 0,028 \cdot \dot{Q}_{cal} \\
 \dot{Q}_{set} &= 0,07 \cdot \dot{Q}_{cal}
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} \dot{Q}_{cal} &= \dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{renov} - \dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{ins} + \dot{Q}_{set} \\ \dot{Q}_{trans} &= U \cdot A \cdot \Delta T = 0,76 \cdot 256,53 \cdot (T_{ext} - 21) = 179,49 \cdot (T_{ext} - 21) \\ \dot{Q}_{renov} &= V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T = V \cdot 1,18 \cdot 1020 \cdot (T_{ext} - 21) = 1203,6V \cdot (T_{ext} - 21) \\ \dot{Q}_{ins} &= 0,028 \cdot \dot{Q}_{cal} \\ \dot{Q}_{set} &= 0,07 \cdot \dot{Q}_{cal} \end{aligned}} \right\} \dot{Q}_{cal} = \frac{(179,49 + 1203,6V)(21 - T_{ext}) - \dot{Q}_{int}}{0,958}$$

**Tabla 32. Resumen cargas variables**

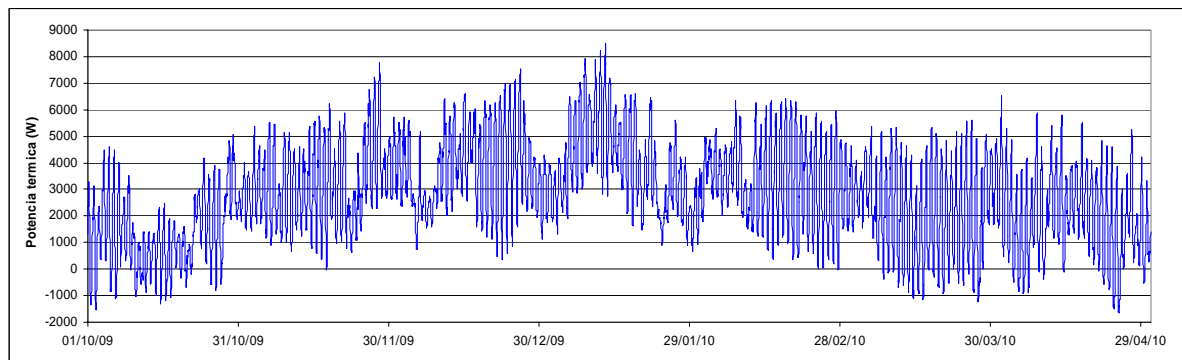
Hora del día	Carga interna Q (W)	Caudal de ventilación V (m³/s)
0-6	901	0,12
7-8	762	0,096
9-12	345	0,024
13-14	484	0,048
15-18	345	0,024
19-20	623	0,072
21-22	762	0,096
23-0	901	0,12

### Datos de salida.

- Carga térmica.

El principal dato obtenido con la simulación es la carga térmica de la vivienda, realizado a partir de los datos de temperatura externa y las ecuaciones anteriormente mostradas. En la siguiente gráfica podemos observar el perfil de la demanda térmica en función de la fecha.

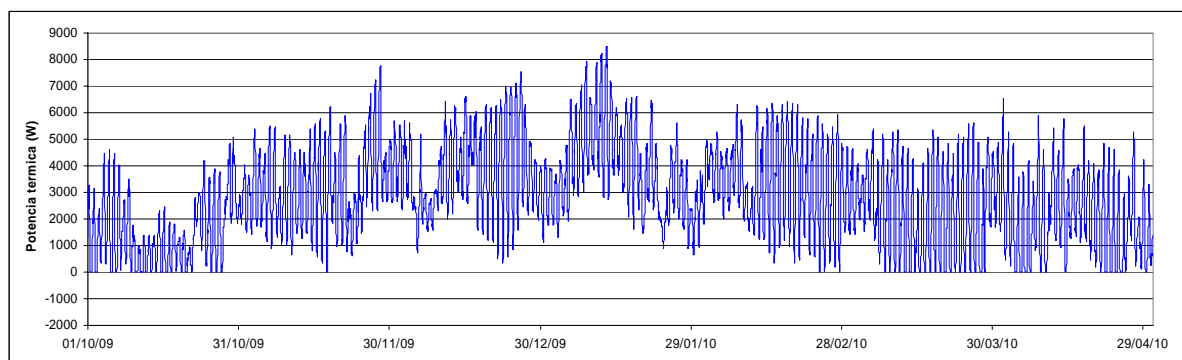
**Ilustración 25. Perfil demanda térmica**



Hemos de notar que el perfil de cargas térmicas adquiere valores positivos y negativos. Los valores positivos son aquellos en los que se debe producir un aporte de energía por parte del equipo de acondicionamiento de aire. Esto es debido a bien porque la temperatura ambiente es superior a la temperatura de confort (21°C) o bien porque dicho aporte es suministrado por las cargas internas de la vivienda y por lo tanto el equipo permanecerá apagado.

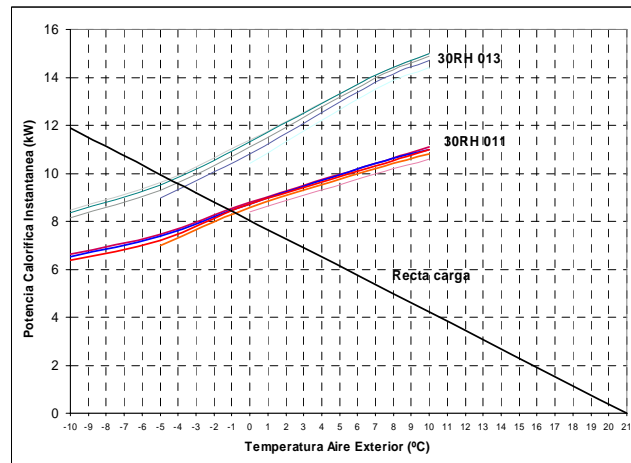
Dado que este proyecto solo tiene en cuenta el aspecto relativo a bomba de calor, solo se tendrán en cuenta aquellos valores positivos, por lo que se procede a convertir en 0 los valores negativos, como bien podemos apreciar en la siguiente gráfica.

**Ilustración 26. Perfil demanda térmica positiva**



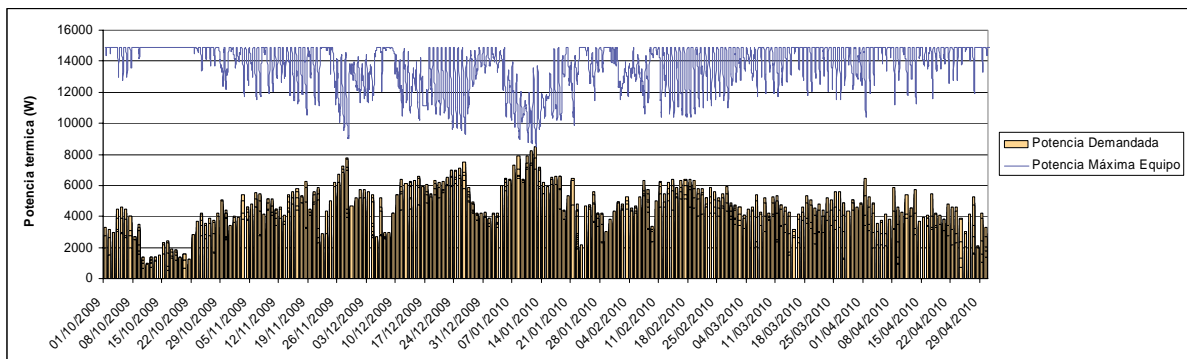
El siguiente paso consiste en evaluar si el equipo es capaz de suministrar dicha potencia calorífica en cada situación. Para ello nos valemos del catalogo del fabricante para construir la curva de potencia máxima en función de la temperatura exterior.

**Ilustración 27. Curva de potencia vs temperatura exterior**



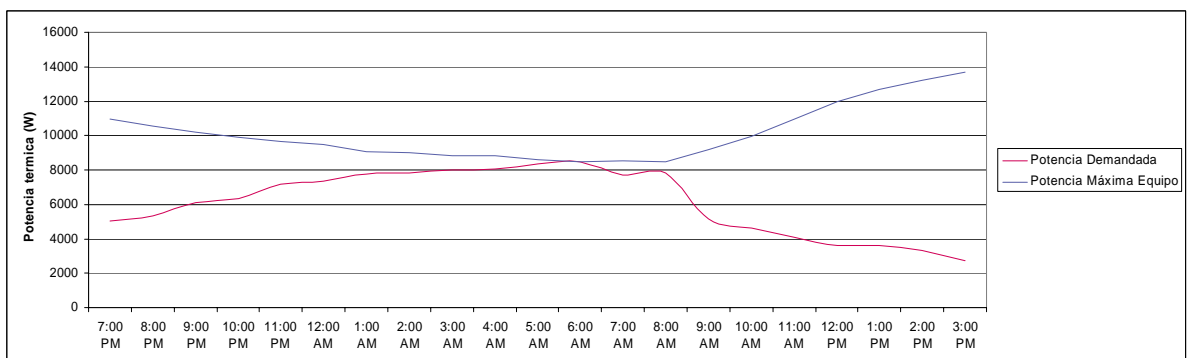
Esta curva, ya mostrada anteriormente para calcular si el equipo elegido era capaz de suministrar la potencia necesaria en el peor de los casos se ha de comparar ahora con nuestro perfil de temperaturas real. Se puede observar que a partir de 10°C el fabricante no suministraba datos, por lo que se supone que a partir de la misma la potencia calorífica se mantiene constante.

**Ilustración 28. Demanda térmica vs potencia máxima**



Como el lector puede observar, la curva de potencia máxima del equipo está siempre por encima de la potencia demandada. Estas se acercan el 12 de Enero.

**Ilustración 29. Detalle de demanda térmica vs potencia máxima**



Visto en detalle, la curva de potencia demandada supera ligeramente a la potencia máxima del equipo. Esta diferencia, de 6W, es tan pequeña que no requiere la elección de un equipo nuevo para satisfacer las demandas de la vivienda. También hemos de notar que una temperatura de  $-8^{\circ}\text{C}$  es una temperatura excepcional en Madrid que pocas veces se alcanza.

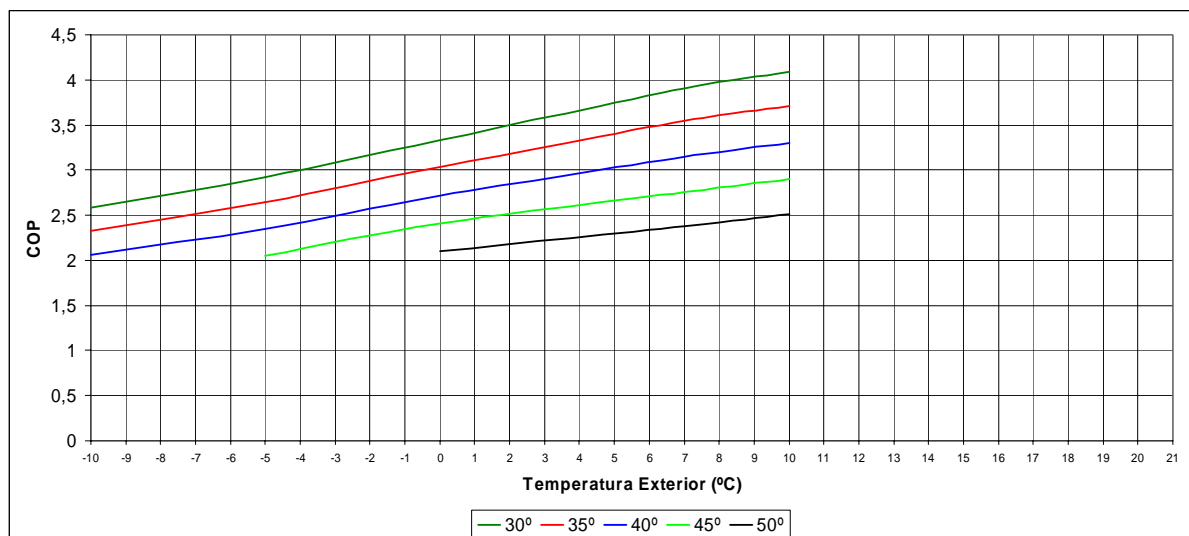
Por todo ello, el equipo elegido es considerado válido. Se ha de notar que se dio por válido anteriormente con las condiciones de temperaturas dadas por el RITE, pero hemos confirmado que este es válido en las condiciones de la simulación.

### • Energía demandada

El siguiente paso consiste en el cálculo de la energía demandada por la instalación para cada hora simulada. Para ello hemos de conocer previamente el COP de la instalación, ya que éste es diferente para cada temperatura.

Gracias a los datos ofrecidos por el fabricante en el catalogo de la instalación podemos construir la curva de COP vs Temperatura exterior.

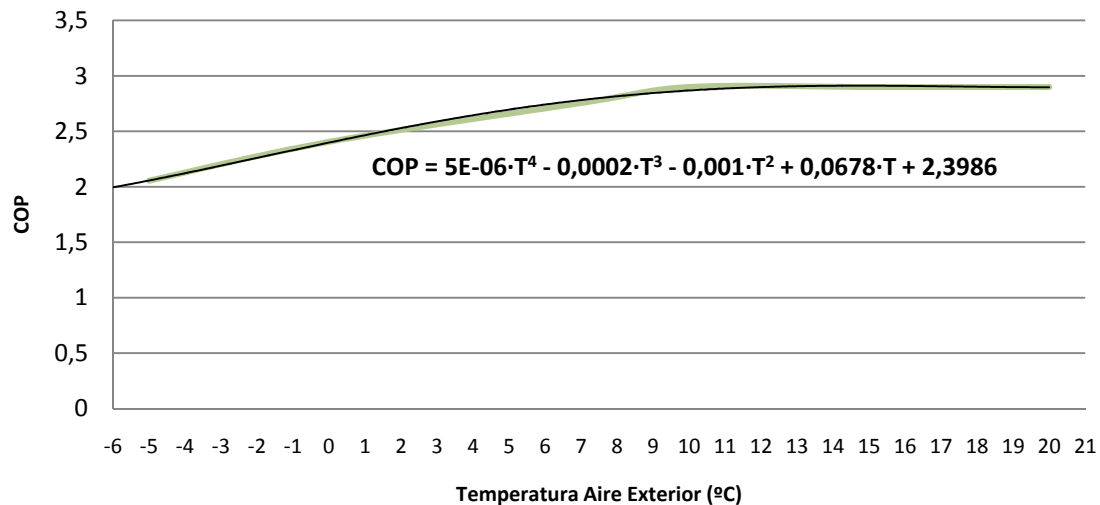
**Ilustración 30. COP vs Temperatura exterior**



En la grafica anterior podemos observar el COP en función de la temperatura exterior. El lector puede notar que esta temperatura varía en función de la temperatura de salida del agua del intercambiador de calor de la unidad exterior. Esta temperatura es función de la velocidad del ventilador que elige el usuario. También se puede notar que las curvas acaban en  $10^{\circ}\text{C}$ , debido a que son los datos que suministra el fabricante. Por todo ello, se tomara como valor para la simulación la curva correspondiente a una temperatura de salida del agua de la unidad exterior de  $45^{\circ}\text{C}$  (valores EUROVENT). Para valores superiores a los  $10^{\circ}\text{C}$  el COP será constante y de valor igual al correspondiente a dicha temperatura.

Con todas estas suposiciones, la curva de COP VS Temperatura exterior adquiere la siguiente forma.

Ilustración 31. COP modelado vs Temperatura exterior



Ya que la curva del fabricante se ha realizado con una serie de puntos discretos, necesitamos aproximar dicha curva con una ecuación para poder introducir los valores instantáneos del COP en la simulación.

En la gráfica anterior podemos observar que se ha aproximado la curva de COP obtenida por los datos del fabricante por una curva que se aproxima cuya ecuación es

$$\text{COP} = 5\text{E-}06T^4 - 0,0002T^3 - 0,001T^2 + 0,0678T + 2,3986$$

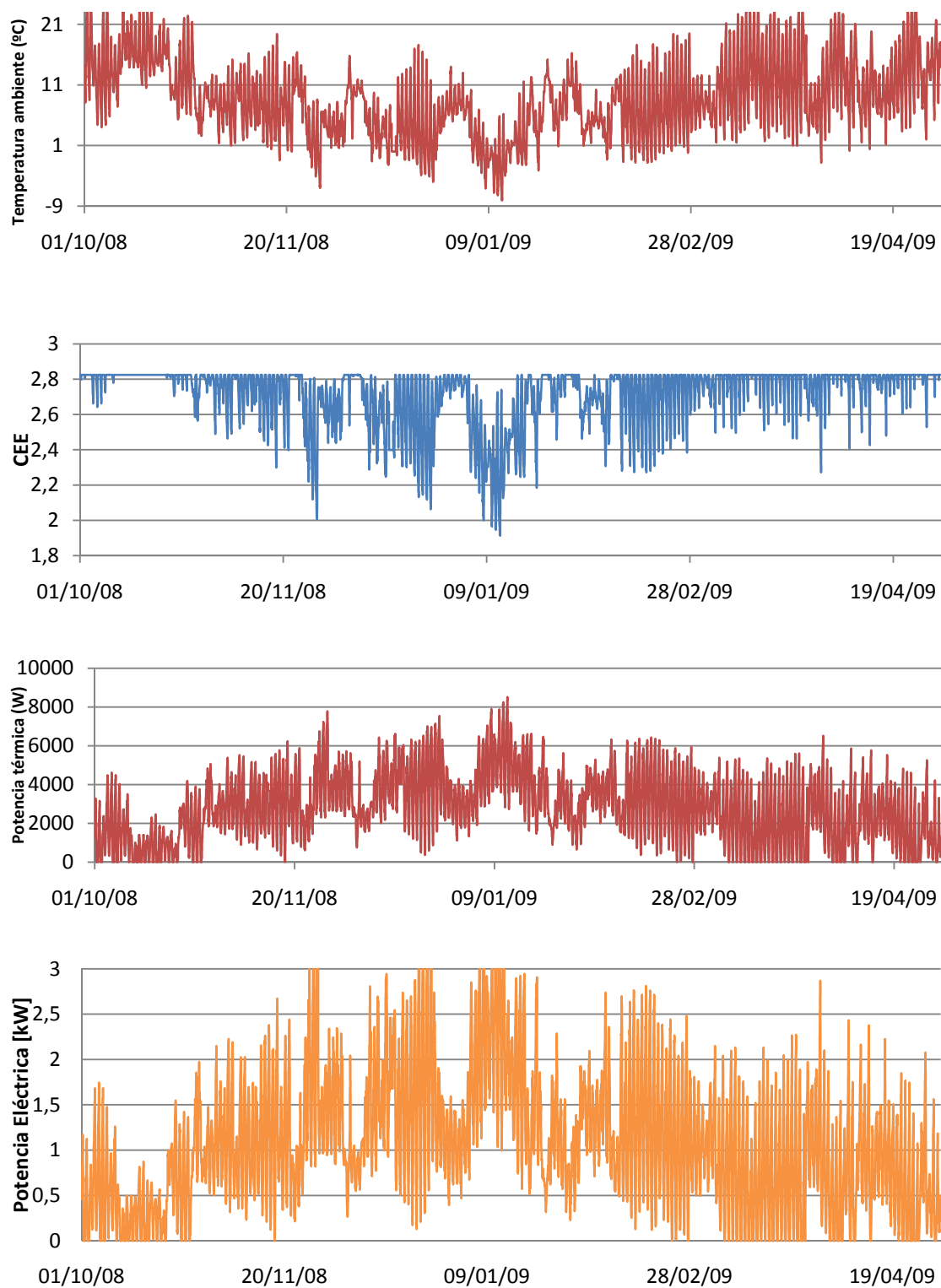
Introduciendo esta ecuación en la simulación podemos obtener el valor del COP para cada temperatura y de esta manera el consumo energético de la máquina.

- **Emisiones de CO<sub>2</sub>**

Una vez sabido el consumo energético podremos obtener las emisiones de CO<sub>2</sub> sabiendo que de acuerdo con el mix energético español, se producen 0,4 kg de CO<sub>2</sub> por kWh de energía eléctrica consumida

A continuación se muestran las curvas obtenidas con los resultados de la simulación

Ilustración 32. Temperatura ambiente, potencia térmica, COP y potencia eléctrica instantáneas





Con todos estos datos podemos destacar una serie de datos de la instalación:

- Máxima potencia eléctrica: 4434W
- Máximo COP: 2,82
- Mínimo COP: 1,91
- Temperatura mínima: -8°C
- Máxima potencia térmica demandada por transmisión: 5205W
- Máxima potencia térmica demandada por renovación: 4188W
- Máxima potencia térmica demandada: 8492 (Notar que no es la suma de los máximo de transmisión y renovación, ya que se producen en instantes diferentes)
- Máximas emisiones de CO<sub>2</sub>: 1,437 Kg/hora (Mínimo COP y máxima demanda)

En la siguiente página, el lector podrá ver el aspecto de la hoja de cálculo usada en la simulación. Para una lectura más detallada podrá encontrar la simulación en el CD que se presenta acompañado de este proyecto.



## CAPÍTULO 5 SIMULACIÓN

Fecha	Hora	T (°C)	Qtransmission (W)	Q vent (W)	Q int	Q Total (W)	Pot. Máx Máquina (W)	Excede	CEE	Qelectrica (KWH)	Emisiones de Co2 (kg)
01/10/08	0	14,2	1220,532	982,1376	901	1301,6696	14903	BIEN	2,8248	0,460800623	0,184320249
01/10/08	1	12,5	1525,665	1227,672	901	1852,337	14903	BIEN	2,8248	0,655740937	0,262296375
01/10/08	2	11,1	1776,951	1429,8768	901	2305,8278	14903	BIEN	2,8248	0,81628002	0,326512008
01/10/08	3	10,9	1812,849	1458,7632	901	2370,6122	14903	BIEN	2,8248	0,839214174	0,33568567
01/10/08	4	10,2	1938,492	1559,8656	901	2597,3576	14903	BIEN	2,8248	0,919483716	0,367793486
01/10/08	5	9,4	2082,084	1675,4112	901	2856,4952	14760,27051	BIEN	2,820480648	1,012768941	0,405107577
01/10/08	6	8,1	2315,421	1863,1728	901	3277,5938	14383,09014	BIEN	2,797405161	1,17165502	0,468662008
01/10/08	7	9,1	2135,931	1374,99264	762	2748,92364	14680,99442	BIEN	2,816343281	0,976061285	0,390424514
01/10/08	8	12,8	1471,818	947,47392	762	1657,29192	14903	BIEN	2,8248	0,586693543	0,234677417
01/10/08	9	15,6	969,246	155,98656	345	780,23256	14903	BIEN	2,8248	0,276208071	0,110483229
01/10/08	10	18,5	448,725	72,216	345	175,941	14903	BIEN	2,8248	0,06228441	0,024913764
01/10/08	11	20,8	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	12	22,7	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	13	23,8	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	14	24,7	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	15	25,2	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	16	25,2	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	17	24,7	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	18	23,1	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	19	21,6	0	0	0	0	14903	BIEN	2,8248	0	0
01/10/08	20	17,8	574,368	277,30944	623	228,67744	14903	BIEN	2,8248	0,080953498	0,032381399
01/10/08	21	16,6	789,756	508,40064	762	536,15664	14903	BIEN	2,8248	0,189803398	0,075921359
01/10/08	22	14,9	1094,889	704,82816	762	1037,71716	14903	BIEN	2,8248	0,367359516	0,146943806
01/10/08	23	13,8	1292,328	1039,9104	901	1431,2384	14903	BIEN	2,8248	0,506668932	0,202667573
02/10/08	0	12,2	1579,512	1271,0016	901	1949,5136	14903	BIEN	2,8248	0,690142169	0,276056868
02/10/08	1	12,5	1525,665	1227,672	901	1852,337	14903	BIEN	2,8248	0,655740937	0,262296375
02/10/08	2	11,8	1651,308	1328,7744	901	2079,0824	14903	BIEN	2,8248	0,736010479	0,294404191
02/10/08	3	10,4	1902,594	1530,9792	901	2532,5732	14903	BIEN	2,8248	0,896549561	0,358619824
02/10/08	4	9,6	2046,186	1646,5248	901	2791,7108	14810,26483	BIEN	2,822840128	0,988972338	0,395588935

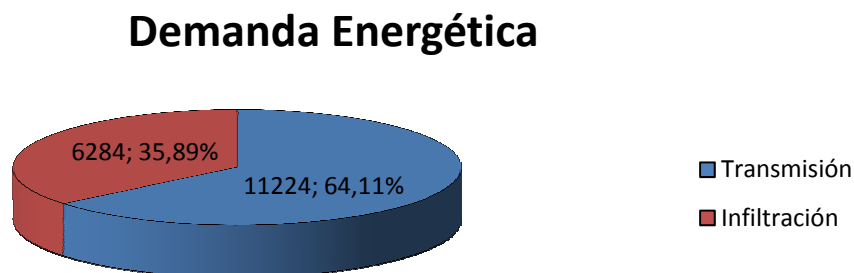


## Conclusiones

La simulación del acondicionamiento de la vivienda arroja los siguientes resultados:

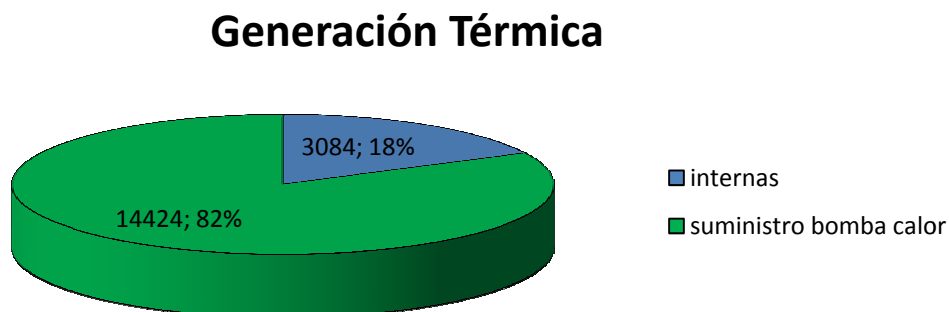
Demanda térmica total:  $17508kWh$   $\left\{ \begin{array}{l} \text{Transmisión} - 11224kWh \\ \text{Renovación} - 6284kWh \end{array} \right.$

Ilustración 33. Demanda energética por tipo



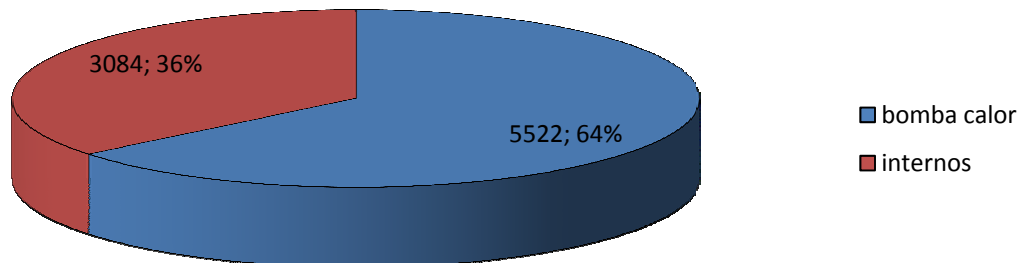
Generación térmica total:  $17508kWh$   $\left\{ \begin{array}{l} \text{Cargas internas} - 3084kWh \\ \text{Bomba de calor} - 14424kWh \end{array} \right.$

Ilustración 34. Generación térmica por tipo



Demanda eléctrica total:  $8608kWh$   $\left\{ \begin{array}{l} \text{Cargas internas} - 3084kWh \\ \text{Bomba de calor} - 5522kWh \end{array} \right.$

Ilustración 35. Consumo eléctrico por tipo

**Consumos electricos**

CEE estacional:  $CEE = \frac{Q_{util}}{E_{consumida}} = \frac{14424}{5522} = 2,61$

Emissiones de CO<sub>2</sub>: 2208,85 kg

Podemos notar que la simulación establece un CEE estacional de la máquina de 2,61, superior a la calculada en el ciclo teórico (2,55). Dicha diferencia puede tener varias explicaciones:

- La temperatura del ciclo refrigerante de la máquina es diferente a las usadas en el ciclo teórico
- Las pérdidas de presión en evaporador y condensador son diferentes
- El fabricante puede que considere aporte de calor la energía consumida por ventiladores y bombas

Pese a ello podemos dar por válido el CEE calculado, ya que nos movemos en diferencias de un 2% con respecto al CEE y un 20% con respecto al CEE global

## Capítulo 6. Conclusiones

Gracias a la simulación de la máquina cuyo refrigerante es el R410A hemos podido obtener los consumos y, en consecuencia, las emisiones de CO<sub>2</sub> indirectas debidas al uso del equipo. Junto con los datos obtenidos de los análisis de los ciclos, resumidos en la siguiente tabla, podemos obtener diferentes conclusiones y resultados.

**Tabla 33. Resumen de propiedades refrigerantes**

Propiedad	R22	R410A	R422D
CEE	2.82	2,55	2.31
Emisiones CO <sub>2</sub> directas [kg / año]	391	460	512,9
Consumo Energético Relativo	1	1,11	1,22

Sabiendo que el consumo energético del equipo cargado con R410A ha sido de 5522kWh, que las emisiones de CO<sub>2</sub> son de 0,4 kg/kWh (valor de emisiones medias en el sistema eléctrico español durante el año 2008) y que el precio de la electricidad para el usuario domestico es de 0,117759€/kWh (precio tarifa último recurso valida desde 1 de Enero de 2010) obtenemos los siguientes valores:

**Tabla 34. Resumen de propiedades refrigerantes**

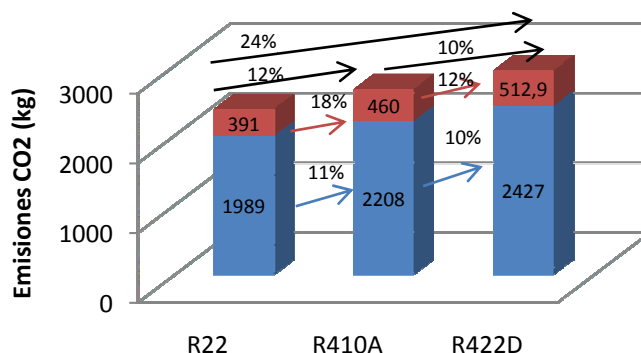
Propiedad	R22	R410A	R422D
Consumo Energético (kWh)	4974	5522	6069
Emisiones de CO <sub>2</sub> indirectas (kg)	1989	2208	2427
Precio energía consumida (€)	559,48	621,11	682,64

De esta manera las emisiones anuales de CO<sub>2</sub> serán las siguientes:

**Tabla 35. Emisiones de CO<sub>2</sub> por tipo de refrigerante**

Propiedad	R22	R410A	R422D
Emisiones Indirectas (kg)	1989	2208	2427
Emisiones Directas (kg)	391	460	512,9
Total (kg)	2380	2668	2939,9

**Ilustración 36. Emisiones por tipo de refrigerante**





Por ello podemos concluir que la sustitución del R22 por refrigerantes que no destruyan la capa de ozono conllevan una serie de desventajas.

La principal desventaja es la menor eficacia de los nuevos refrigerantes, lo que comporta un aumento de la energía consumida. El aumento de dicha energía consumida genera mayores emisiones de CO<sub>2</sub>, por lo que si bien solucionamos un problema (destrucción de capa de ozono), agravamos otro (efecto invernadero).

De los posibles sustitutos estudiados, el R410A es el que mayor CEE desarrolla, por lo que las emisiones de gases invernadero serán menores. Pero como ya se ha visto antes, las presiones de trabajo de dicho refrigerante son mucho mayores, por lo que no es un sustituto directo. La utilización del mismo necesita adaptar el equipo o bien adquirir uno nuevo, por lo que sus ventajas medioambientales tienen como contrapartida un mayor coste económico.

El R422D en cambio si es un sustituto directo, ya que funciona prácticamente con las mismas presiones de trabajo y mismos lubricantes. Pero como contrapartida su CEE es muy menor lo que hace que el consumo energético aumente con respecto al R410A un 10%.

El usuario tendrá que sopesar que valora más en su elección, si el coste del equipo o la eficiencia energética del mismo.

El punto de inflexión entre un equipo y otro está en el precio de la energía. La diferencia del precio de la energía(a día de hoy) usada por los diferentes refrigerantes es de 61,63€ con respecto al uso del R410A en vez del R22, de 123,16€ al usar R422D en vez de R22 y de 61,53€ al usar R422D en vez de R22.

Por lo tanto, estimando un periodo de vida de los equipos de 20 años y asumiendo que los costes de mantenimiento son iguales, la opción más económica será la de sustituir el R22 por R422D siempre y cuando el valor de adaptar el equipo al R410A sea superior a 1200€. Hemos de notar que estos valores son para la vivienda objeto de estudio de este proyecto, de ahí el haber calculado las cargas térmicas.

## Catálogos de los equipos de climatización.



**Bombas de calor aire/agua**

**PRO-DIALOG Plus**



**AQUASNAP JUNIOR**



**Puron**  
the environmentally sound refrigerant



**R-410A**  
Zero Ozone Depletion Potential



**UKAS**  
MANUFACTURING  
001



La Compañía participa en el Programa de Certificación ENERGY STAR. Los productos de esta compañía están en conformidad con el programa ENERGY STAR de productos certificados.

### 30RH 005-013

**Capacidad frigorífica nominal 5,1-11,5 kW**

**Capacidad calorífica nominal 5,7-13,8 kW**

Esta nueva generación de bombas de calor de agua han sido diseñadas con los últimos avances tecnológicos, incorporan compresores scroll y utilizan el refrigerante R-410A, compatible con el ozono.

Las bombas de calor 30RH de Carrier llevan integrada una sección hidráulica con bomba y depósito de expansión, limitándose su instalación a simples operaciones de cableado eléctrico y de conexiones de tuberías de entrada y salida de agua.

Un sistema de control electrónico autoadaptativo, basado en microprocesador, asegura un control inteligente de la secuencia de arranque de los compresores, permitiendo el funcionamiento con bajos volúmenes de agua en el sistema.

#### Características

- El refrigerante R-410A es una mezcla de R-32 y R-125 asegurando rendimientos superiores a los del R-22, y ofrece una solución económica a los problemas de protección del medio ambiente. No es perjudicial para la capa de ozono y se emplea como sustituto del R-22 en aplicaciones de potencias pequeñas o medianas.
- Los componentes de estas unidades están diseñados para este refrigerante y las unidades han sido sometidas en los laboratorios a las pruebas necesarias para asegurar su perfecto funcionamiento.

- La unidad incorpora uno o dos ventiladores axiales de dos velocidades con descarga de aire horizontal. Su avanzado diseño permite un funcionamiento con un nivel de ruido excepcionalmente bajo. En condiciones de carga parcial o a temperaturas exteriores bajas, la velocidad del ventilador se reduce automáticamente en un 50% para un funcionamiento aún más silencioso. El sistema de control permite también el funcionamiento programado a velocidad reducida durante un periodo de tiempo determinado.
- Las dimensiones compactas y el peso reducido de estas unidades facilitan su instalación, incluso en espacios reducidos.
- El uso de paneles de acero galvanizado garantiza una mayor resistencia a las condiciones atmosféricas. Estos componentes han superado holgadamente los rigurosos ensayos ASTM 117 de resistencia a la corrosión por niebla salina, con más de 500 horas de exposición a entornos agresivos.
- Los paneles son desmontables para un mejor mantenimiento y un acceso más fácil a los componentes internos.
- Las baterías del condensador están hechas de tubos de cobre expandidos mecánicamente en aletas de aluminio, con una superficie de intercambio de calor incrementada.
- Los intercambiadores de calor refrigerante-agua son de placas, lo que asegura una transferencia óptima de calor con reducidas dimensiones. Las placas están hechas de acero inoxidable soldado, este tipo de intercambiador de calor requiere menos refrigerante que los intercambiadores de calor tradicionales de la misma capacidad.

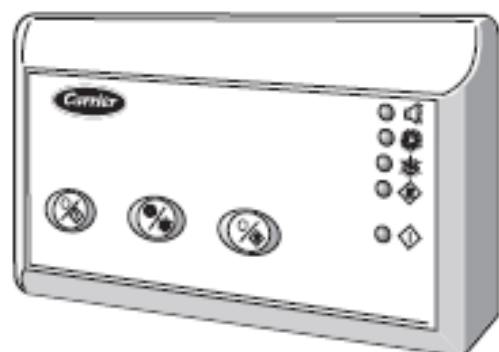
- Los compresores Scroll tienen un funcionamiento muy silencioso y sin vibraciones. Son conocidos por su gran duración y fiabilidad. Los motores están totalmente refrigerados por el gas de aspiración y permiten hasta 12 arranques por hora. Estos compresores están diseñados especialmente para funcionar con R-410A.
- Ciclos automáticos de desescarche del intercambiador de calor controlados por microprocesador, permiten que la unidad funcione con gran eficiencia en caso de temperaturas exteriores bajas.
- Los componentes hidráulicos vienen montados de fábrica, lo que evita la instalación de los mismos en obra.

El módulo hidráulico incluye:

- un interruptor de flujo
- un vaso de expansión
- una bomba de circulación de tres velocidades
- una válvula de purga manual
- una válvula de drenaje de agua
- una válvula de seguridad

### Control PRO-DIALOG Plus

El PRO-DIALOG Plus es un avanzado sistema numérico de control que combina inteligencia compleja con gran simplicidad de funcionamiento. El PRO-DIALOG Plus vigila constantemente todos los parámetros y dispositivos de seguridad de la máquina y gestiona con precisión el funcionamiento del compresor y de los ventiladores para conseguir una eficiencia energética óptima. También controla el funcionamiento de la bomba de agua.



Control remoto

## Accesorios

	Accesorio
Control remoto	x
Interface de mantenimiento	x
Filtro de agua mecánico	x

### Un potente sistema de control

- El algoritmo de control PID, con compensación permanente de la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua, prevé variaciones de carga y asegura un control inteligente de la temperatura de salida del agua.
- Punto de consigna dual: pueden programarse o seleccionarse manualmente dos puntos de consigna de temperatura de agua de alimentación diferentes, según la carga térmica esperada a lo largo del día en las zonas a climatizar. Esto asegura siempre el máximo confort con mínimo consumo de energía.
- El control PRO-DIALOG Plus se adapta automáticamente para mejorar la protección de la bomba de calor. El funcionamiento cíclico del compresor se adapta automáticamente a las características de la aplicación de acuerdo con la inercia del circuito de agua y evita peligrosos ciclos cortos del compresor.
- La tarjeta CCN Clock Board integrada ofrece funciones adicionales a la unidad:
  - Interface de protocolo CCN para una conectividad y una compatibilidad completas con la red Carrier CCN
  - Reloj en tiempo real.

Con esta tarjeta instalada, y utilizando una aplicación CCN (por ejemplo, la aplicación opcional interface de mantenimiento), se dispone de funciones adicionales y más avanzadas: programación de horarios de la unidad con un máximo de ocho secuencias, funcionamiento en cascada de dos unidades, control remoto y programación del tiempo de funcionamiento del ventilador a baja velocidad.

### Sistema de control remoto

El sistema de control remoto, conectado a la unidad exterior, permite al usuario controlar fácilmente las principales funciones de la unidad: control de marcha/parada, selección de la temperatura deseada con bajo consumo de energía, visualización general de alarmas.

El control remoto ha sido diseñado para uso interior en aplicaciones comerciales y/o residenciales.



### Datos físicos

30RH		005	007†	009	011	013
Capacidad frigorífica nominal*	kW	5,1	6,7/6,3	7,2	9,6	11,5
Capacidad calorífica nominal**	kW	5,7	7,5/7,7	8,7	10,2	13,8
Peso en operación	kg	83	85	88	112	123
Refrigerante		R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A
Compresor		Uno, scroll				
Intercambiador de calor refrigerante-agua		Uno, de tipo placas				
Volumen neto de agua	l	1,09	1,27	1,57	2,14	2,41
Presión máx. de funcionamiento del lado agua	kPa	300	300	300	300	300
Circuito hidráulico		Uno, a tres velocidades				
Bomba		Uno, a tres velocidades				
Presión disponible***	kPa	46	35/37	50	53	54
Conexiones entrada/salida agua	pulg.	1	1	1	1	1
Volumen del vaso de expansión	l	1	2	3	3	3
Ventiladores		Uno o dos, axial				
Nº de ventiladores/diámetro	mm	1/370	1/370	1/370	2/370	2/370
Nº de paletas		4	4	4	4	4
Velocidad ventilador	r/s	14,0	17,2	19,1	17,2	20,0
Nivel de presión sonora‡	dB(A)	34	30	43	43	45
Nivel de potencia sonora	dB(A)	62	67	71	71	73

\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura entrada/salida agua evaporador 12°C/7°C, una temperatura de entrada del aire en el condensador de 35°C.

\*\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura de entrada/salida del agua en el condensador 40°C/45°C, una temperatura de entrada del aire en el evaporador de 7°C vs 6°C bh.

\*\*\* Para caudal nominal y alto velocidad de la bomba

† El primer valor es para unidades de fase única, el segundo valor para unidades de tres fases.

‡ Nivel de presión sonora a 10 m de distancia.

### Datos eléctricos

30RH		005	007	007	009	011	011	013
Alimentación	V-f-Hz	230-1-50	230-1-50	400-3-50	400-3-50	230-1-50	400-3-50	400-3-50
Rango tensión	V	198-264	198-264	342-462	342-462	198-264	342-462	342-462
Consumo nominal								
Refrigeración*	kW	1,98	2,72	2,53	2,91	3,24	3,24	4,51
Calefacción**	kW	2,23	2,97	2,93	3,39	3,71	3,71	5,01
Consumo máximo	kW	2,85	4,0	3,9	4,3	5,18	4,9	6,73
Amperios a rotor bloqueado	A	58	82	35	40	97	48	64
Amperios a plena carga	A	14	18	6,5	6,5	19,0	8,0	11,5
Bomba de circulación de agua (230-1-50)								
Corriente absorbida	A	0,30	0,50	0,50	0,50	0,90	0,90	0,97
Motor del ventilador (230-1-50)								
Corriente absorbida	A	0,50	0,94	0,94	0,90	1,80	1,80	1,80
Calentador de cárter (230-1-50)								
Corriente absorbida	A	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11

\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura entrada/salida agua evaporador 12°C/7°C, una temperatura de entrada del aire en el condensador de 35°C.

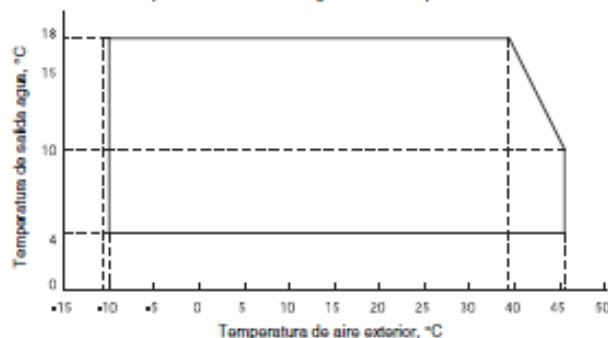
\*\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura de entrada/salida del agua en el condensador 40°C/45°C, una temperatura de entrada del aire en el evaporador de 7°C vs 6°C bh.

\*\*\* Absorción de potencia máxima de la unidad en las condiciones operativas más exigentes y en las condiciones de tensión del suministro eléctrico más desfavorables

### Límites de funcionamiento

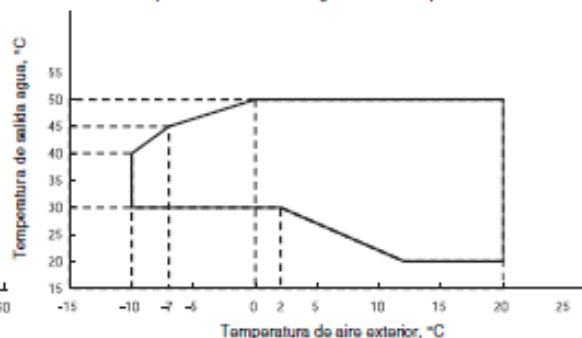
Intervalo de funcionamiento en la modalidad de refrigeración

Temperatura de salida del agua en el arranque 35°C máx.



Intervalo de funcionamiento en la modalidad de calefacción

Temperatura de salida del agua en el arranque 3°C



### Capacidades frigoríficas

30RH		Temperatura del aire a la entrada del condensador, °C																								
	LWT	25					30					35					40					45				
		CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL Us	PRES kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL Us	PRES kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL Us	PRES kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL Us	PRES kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL Us	PRES kPa
005	5	5,30	1,4	1,54	0,26	43	5,15	1,6	1,75	0,25	45	4,85	1,82	1,96	0,23	48	4,49	2,05	2,19	0,21	51	4,06	2,29	2,44	0,19	54
007-7		7,16	2,08	2,31	0,34	31	6,72	2,24	2,46	0,32	35	6,23	2,43	2,65	0,3	39	5,68	2,66	2,88	0,27	44	5,07	2,94	3,15	0,24	48
007-9		6,79	1,9	2,12	0,32	33	6,35	2,05	2,27	0,3	37	5,85	2,25	2,46	0,29	41	5,3	2,48	2,7	0,25	45	4,69	2,75	2,97	0,22	49
009		7,65	2,04	2,31	0,36	48	7,22	2,31	2,59	0,34	50	6,76	2,6	2,88	0,32	52	6,27	2,91	3,18	0,3	54	5,74	3,23	3,51	0,27	57
011		10,2	2,29	2,63	0,49	51	9,5	2,58	2,92	0,45	55	8,75	2,89	3,23	0,42	58	8,01	3,23	3,58	0,38	61	7,26	3,6	3,95	0,34	64
013		11,9	3,22	3,59	0,56	53	11,5	3,66	4,04	0,55	54	11	4,15	4,52	0,52	56	10,3	4,67	5,04	0,49	58	9,38	5,23	5,61	0,45	60
005	6	5,46	1,4	1,55	0,26	43	5,24	1,61	1,75	0,25	45	4,97	1,83	1,97	0,24	47	4,63	2,06	2,2	0,22	50	4,23	2,3	2,45	0,2	53
007-7		7,38	2,09	2,31	0,35	29	6,95	2,26	2,48	0,33	33	6,47	2,47	2,68	0,31	37	5,93	2,71	2,93	0,28	42	5,34	3	3,22	0,25	46
007-9		7	1,9	2,12	0,33	31	6,57	2,07	2,29	0,31	35	6,09	2,28	2,5	0,29	39	5,55	2,53	2,75	0,26	43	4,96	2,81	3,03	0,24	47
009		7,80	2,06	2,33	0,38	47	7,46	2,33	2,6	0,36	49	7	2,62	2,89	0,33	51	6,51	2,93	3,2	0,31	53	5,99	3,24	3,52	0,28	56
011		10,6	2,3	2,64	0,51	49	9,92	2,58	2,92	0,47	53	9,2	2,9	3,24	0,44	56	8,47	3,24	3,58	0,4	59	7,73	3,6	3,95	0,37	62
013		12,1	3,24	3,61	0,57	52	11,7	3,67	4,04	0,56	53	11,2	4,14	4,51	0,53	55	10,6	4,65	5,02	0,5	57	9,74	5,19	5,57	0,46	59
005	7	5,52	1,41	1,55	0,26	42	5,34	1,61	1,76	0,25	44	5,08	1,83	1,98	0,24	46	4,77	2,07	2,21	0,23	49	4,39	2,31	2,46	0,21	51
007-7		7,59	2,09	2,31	0,36	27	7,18	2,27	2,5	0,34	31	6,71	2,5	2,72	0,32	35	6,18	2,76	2,98	0,29	40	5,6	3,06	3,28	0,27	44
007-9		7,22	1,9	2,12	0,34	29	6,8	2,09	2,31	0,32	33	6,33	2,31	2,53	0,3	37	5,81	2,58	2,79	0,28	41	5,22	2,88	3,1	0,25	46
009		8,13	2,08	2,35	0,39	46	7,7	2,35	2,62	0,37	48	7,24	2,64	2,91	0,34	50	6,75	2,94	3,22	0,32	52	6,23	3,26	3,54	0,3	55
011		11,1	2,31	2,65	0,53	47	10,3	2,59	2,93	0,49	51	9,64	2,9	3,24	0,43	54	8,92	3,24	3,58	0,42	57	8,21	3,6	3,95	0,39	60
013		12,3	3,26	3,63	0,58	51	12	3,68	4,05	0,57	52	11,5	4,13	4,51	0,55	54	10,9	4,63	5	0,52	56	10,1	5,16	5,53	0,48	58
005	8	5,59	1,41	1,56	0,27	41	5,43	1,62	1,76	0,26	43	5,2	1,84	1,98	0,25	45	4,91	2,08	2,22	0,23	47	4,55	2,32	2,47	0,22	50
007-7		7,81	2,09	2,32	0,37	24	7,4	2,29	2,51	0,35	28	6,95	2,53	2,75	0,33	33	6,43	2,81	3,03	0,31	38	5,87	3,13	3,35	0,28	42
007-9		7,43	1,9	2,13	0,35	27	7,03	2,1	2,33	0,34	31	6,57	2,34	2,56	0,31	35	6,06	2,62	2,84	0,29	39	5,49	2,94	3,16	0,26	44
009		8,37	2,1	2,37	0,4	44	7,95	2,37	2,64	0,38	47	7,49	2,66	2,93	0,36	49	6,99	2,96	3,23	0,33	51	6,47	3,28	3,55	0,31	54
011		11,5	2,32	2,65	0,55	45	10,8	2,59	2,93	0,51	49	10,1	2,9	3,24	0,43	52	9,38	3,24	3,58	0,45	55	8,68	3,6	3,95	0,41	58
013		12,5	3,29	3,66	0,59	51	12,2	3,69	4,06	0,58	52	11,8	4,13	4,5	0,53	53	11,2	4,61	4,98	0,53	55	10,4	5,12	5,5	0,5	57
005	9	5,66	1,42	1,56	0,27	41	5,52	1,63	1,77	0,26	42	5,31	1,85	1,99	0,25	44	5,05	2,08	2,23	0,24	46	4,72	2,34	2,48	0,22	49
007-7		8,02	2,09	2,32	0,38	22	7,63	2,31	2,53	0,36	26	7,19	2,56	2,79	0,34	31	6,69	2,86	3,08	0,32	35	6,13	3,19	3,41	0,29	40
007-9		7,65	1,9	2,13	0,36	24	7,26	2,12	2,34	0,35	28	6,81	2,38	2,6	0,32	33	6,31	2,67	2,89	0,3	37	5,75	3,01	3,23	0,27	42
009		8,62	2,11	2,38	0,41	43	8,19	2,39	2,66	0,39	45	7,73	2,67	2,94	0,37	48	7,24	2,97	3,25	0,34	50	6,71	3,29	3,57	0,32	52
011		11,9	2,32	2,66	0,56	43	11,2	2,6	2,94	0,53	47	10,5	2,91	3,24	0,5	50	9,84	3,24	3,58	0,47	53	9,16	3,6	3,94	0,43	56
013		12,7	3,31	3,68	0,6	50	12,5	3,7	4,07	0,59	51	12,1	4,12	4,49	0,57	52	11,5	4,58	4,96	0,55	54	10,8	5,08	5,46	0,51	56
005	10	5,73	1,42	1,57	0,27	40	5,61	1,63	1,78	0,27	41	5,43	1,86	2	0,23	43	5,19	2,09	2,24	0,25	45	4,88	2,35	2,49	0,23	48
007-7		8,24	2,09	2,32	0,39	19	7,86	2,32	2,55	0,37	24	7,42	2,6	2,82	0,35	28	6,94	2,91	3,13	0,33	33	6,39	3,26	3,48	0,3	38
007-9		7,86	1,9	2,13	0,38	22	7,48	2,14	2,36	0,36	26	7,05	2,41	2,63	0,34	30	6,56	2,72	2,94	0,31	35	6,02	3,07	3,29	0,29	40
009		8,86	2,13	2,4	0,42	42	8,43	2,4	2,67	0,4	44	7,97	2,69	2,96	0,38	46	7,48	2,99	3,26	0,36	49	6,95	3,31	3,58	0,33	51
011		12,3	2,33	2,67	0,58	41	11,6	2,6	2,94	0,55	45	11	2,91	3,25	0,52	48	10,3	3,24	3,58	0,49	51	9,63	3,6	3,94	0,46	54
013		12,9	3,33	3,7	0,61	40	12,7	3,7	4,08	0,6	50	12,4	4,12	4,49	0,59	51	11,8	4,56	4,94	0,56	53	11,2	5,05	5,42	0,53	55

Los valores para el tamaño 007-7 son para unidades de tasa única, los valores para el tamaño 007-9 son para unidades de tres fases.

**Legenda:**  
LWT Temperatura de salida del agua  
CAP KW Capacidad frigorífica neta - capacidad frigorífica bruta más la capacidad correspondiente a la presión disponible (caudal x presión/0,3).  
COMP KW Potencia absorbida por los compresores  
UNIT KW Potencia absorbida por la unidad (compresores, ventiladores, circuito de control y bombas) menos la capacidad correspondiente a la presión disponible (caudal x presión/0,3).  
COOL Ws Caudal del agua en el evaporador  
PRES kPa Presión disponible en la salida de la unidad (con un módulo hidráulico de una sola bomba)

☐ Capacidad basada en condiciones estándar EUROVENT

Los rendimientos publicados están de acuerdo con las tolerancias EUROVENT  
-5 % para capacidades de calefacción y refrigeración  
+5 % para potencia absorbida  
+15 % para pérdida de carga

**Factores de corrección a plena carga para pruebas de laboratorio según EUROVENT:**  
Capacidad frigorífica neta 1,000  
Rendimiento eficiente energética 1,000  
Pérdida de carga en el evaporador 1,000

**Datos de aplicación:**  
Refrigerante: R-410A  
Incremento de temperatura del evaporador: 5 K  
Líquido del evaporador: agua enfriada  
Factor de ensuciamiento: 0,000044 m² K/W



### Capacidades caloríficas



30RH		Temperatura del aire a la entrada, °C																													
LWT	°C	-10					-5					0					7					10									
		CAP	CAP	COMP	UNIT	COND	PRES	CAP	CAP	COMP	UNIT	COND	PRES	CAP	CAP	COMP	UNIT	COND	PRES	CAP	CAP	COMP	UNIT	COND	PRES						
		Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.	Integr. Inst.						
005	30	3,15	3,63	1,39	1,54	0,17	56	3,45	4,1	1,4	1,55	0,2	53	4,19	4,85	1,46	1,6	0,23	48	5,86	5,86	1,5	1,64	0,28	38	6,24	6,24	1,52	1,67	0,3	34
007-7		3,85	4,43	2	2,22	0,21	52	4,26	5,06	2,01	2,23	0,24	48	5,22	6,05	2,09	2,3	0,29	40	7,84	8,06	2,29	2,52	0,39	21	7,86	7,86	2,08	2,31	0,38	23
007-9		4,17	4,8	1,85	1,87	0,23	48	4,58	5,45	1,87	1,88	0,26	44	5,58	6,47	1,74	1,96	0,31	35	8,31	8,53	1,94	2,18	0,41	14	8,07	8,07	2,04	2,27	0,39	19
009		4,28	4,93	1,89	2,17	0,24	60	4,76	5,66	1,91	2,18	0,27	57	5,87	6,8	1,99	2,26	0,33	52	8,67	9,12	2,22	2,49	0,44	40	8,91	8,91	2,97	3,24	0,43	42
011		5,76	6,62	2,26	2,62	0,32	66	6,29	7,47	2,28	2,63	0,36	63	7,6	8,81	2,37	2,71	0,42	57	10,4	10,4	2,23	2,57	0,5	50	11,1	11,1	2,28	2,61	0,53	47
013		7,36	8,48	2,9	3,28	0,41	63	8,1	9,63	2,92	3,3	0,46	60	9,87	11,4	3,05	3,42	0,55	54	14,1	14,1	3,24	3,61	0,68	44	15	15	3,3	3,67	0,72	40
005	35	3,1	3,58	1,53	1,67	0,17	57	3,4	4,05	1,54	1,68	0,19	54	4,13	4,8	1,59	1,74	0,23	48	5,85	5,85	1,65	1,8	0,28	38	6,23	6,23	1,68	1,83	0,3	34
007-7		3,78	4,37	2,18	2,4	0,21	52	4,19	4,99	2,19	2,41	0,24	48	5,15	5,98	2,26	2,48	0,29	41	7,76	7,99	2,47	2,7	0,38	22	7,89	7,89	2,29	2,52	0,38	23
007-9		4,1	4,73	1,83	2,05	0,23	49	4,51	5,38	1,84	2,06	0,26	44	5,51	6,4	1,91	2,13	0,31	36	8,22	8,46	2,11	2,35	0,4	15	8,1	8,1	2,25	2,48	0,39	19
009		4,21	4,85	2,09	2,38	0,23	60	4,69	5,58	2,11	2,39	0,27	57	5,79	6,73	2,19	2,47	0,32	52	8,78	9,04	2,43	2,7	0,43	41	8,88	8,88	2,93	3,2	0,43	42
011		5,66	6,53	2,49	2,84	0,31	66	6,2	7,38	2,5	2,85	0,35	63	7,51	8,72	2,6	2,94	0,42	58	10,4	10,4	2,53	2,87	0,5	50	11	11	2,58	2,91	0,53	47
013		7,24	8,35	3,2	3,59	0,4	63	7,98	9,51	3,22	3,6	0,46	60	9,74	11,3	3,35	3,72	0,54	54	14,1	14,1	3,61	3,98	0,68	44	15	15	3,67	4,04	0,72	40
005	40	3,04	3,49	1,68	1,83	0,17	57	3,35	3,96	1,69	1,84	0,19	54	4,09	4,71	1,75	1,89	0,23	49	5,81	5,81	1,65	1,8	0,28	39	6,19	6,19	1,68	1,83	0,3	35
007-7		3,71	4,25	2,39	2,61	0,2	53	4,13	4,87	2,4	2,62	0,23	49	5,09	5,86	2,47	2,69	0,28	42	7,7	7,87	2,68	2,9	0,38	23	7,89	7,89	2,52	2,75	0,38	23
007-9		4,03	4,61	2,03	2,25	0,22	49	4,45	5,25	2,05	2,27	0,25	45	5,44	6,27	2,12	2,34	0,3	37	8,16	8,34	2,32	2,55	0,4	16	8,1	8,1	2,48	2,71	0,39	19
009		4,12	4,72	2,33	2,62	0,23	61	4,61	5,44	2,35	2,63	0,26	58	5,72	6,59	2,43	2,71	0,32	53	8,71	8,9	2,66	2,94	0,43	42	8,97	8,97	3,02	3,3	0,43	41
011		5,57	6,37	2,75	3,11	0,31	67	6,11	7,22	2,77	3,12	0,35	64	8,72	8,72	2,89	3,23	0,42	58	10,3	10,3	2,91	3,25	0,49	51	11	11	2,95	3,29	0,53	48
013		7,11	8,14	3,56	3,95	0,39	63	7,86	9,29	3,58	3,96	0,45	60	9,63	11,1	3,7	4,08	0,53	55	14	14	4,08	4,45	0,67	44	14,9	14,9	4,13	4,51	0,71	40
005	45	-	-	-	-	-	-	3,3	3,83	1,87	2,02	0,18	55	4,05	4,58	1,93	2,07	0,22	50	5,73	5,73	2,09	2,23	0,27	40	6,11	6,11	2,11	2,26	0,29	36
007-7		-	-	-	-	-	-	4,06	4,71	2,64	2,86	0,23	50	5,03	5,69	2,71	2,93	0,27	43	7,52	7,52	2,74	2,97	0,36	27	7,86	7,86	2,77	3	0,38	23
007-9		-	-	-	-	-	-	4,38	5,08	2,28	2,5	0,24	46	5,39	6,1	2,36	2,58	0,29	39	7,73	7,73	2,7	2,93	0,37	23	8,07	8,07	2,73	2,96	0,39	19
009		-	-	-	-	-	-	4,52	5,25	2,62	2,9	0,25	50	5,65	6,39	2,71	2,98	0,31	54	8,74	8,74	3,12	3,39	0,42	42	9,18	9,18	3,24	3,52	0,44	40
011		-	-	-	-	-	-	6,03	6,99	3,07	3,42	0,34	64	8,59	8,59	3,35	3,69	0,41	58	10,2	10,2	3,37	3,71	0,49	51	10,8	10,8	3,41	3,75	0,52	48
013		-	-	-	-	-	-	7,74	8,98	3,99	4,37	0,43	61	9,53	10,8	4,11	4,49	0,52	56	13,8	13,8	4,64	5,01	0,66	45	14,7	14,7	4,7	5,07	0,71	41
005	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,01	4,42	2,14	2,28	0,21	51	5,62	5,62	2,37	2,51	0,27	41	6	6	2,39	2,54	0,29	37
007-7		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,97	5,47	2,98	3,2	0,26	45	7,46	7,46	3,02	3,24	0,36	28	7,8	7,8	3,05	3,27	0,37	24
007-9		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,33	5,87	2,62	2,84	0,28	40	7,67	7,67	2,98	3,21	0,37	24	8,01	8,01	3,01	3,24	0,38	20
009		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,57	6,14	3,02	3,29	0,29	55	9,08	9,08	3,46	3,74	0,44	41	-	-	-	-	-	-
011		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	8,4	8,4	3,89	4,23	0,4	59	9,98	9,98	3,91	4,25	0,48	52	10,6	10,6	3,95	4,29	0,51	49
013		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9,43	10,4	4,58	4,95	0,5	57	13,5	13,5	5,31	5,68	0,65	46	14,4	14,4	5,36	5,74	0,69	42

Los valores para el tamaño 007-7 son para unidades de fase única, los valores para el tamaño 007-9 son para unidades de tres fases.

#### Leyenda:

- LWT - Temperatura de salida del agua
- CAP Integr. kW - Capacidad calorífica integrada
- CAP Inst. kW - Capacidad calorífica nominal neta (capacidad calorífica instantánea = capacidad calorífica bruta menos la capacidad correspondiente a la presión disponible (caudal x presión/0,3))
- COMP kW - Potencia absorbida por los compresores
- UNIT kW - Potencia absorbida por la unidad (compresores, ventiladores, circuito de control y bombas) menos la capacidad correspondiente a la presión disponible (caudal x presión/0,3)
- COND l/s - Caudal del agua del condensador
- PRES kPa - Presión disponible en la salida de la unidad (con un módulo hidráulico de una sola bomba)



Capacidad basada en condiciones estándar EUROVENT

Los rendimientos publicados están de acuerdo con las tolerancias EUROVENT

- 5 % para capacidades de calefacción y refrigeración
- +5 % para potencia absorbida
- +15 % para pérdida de carga

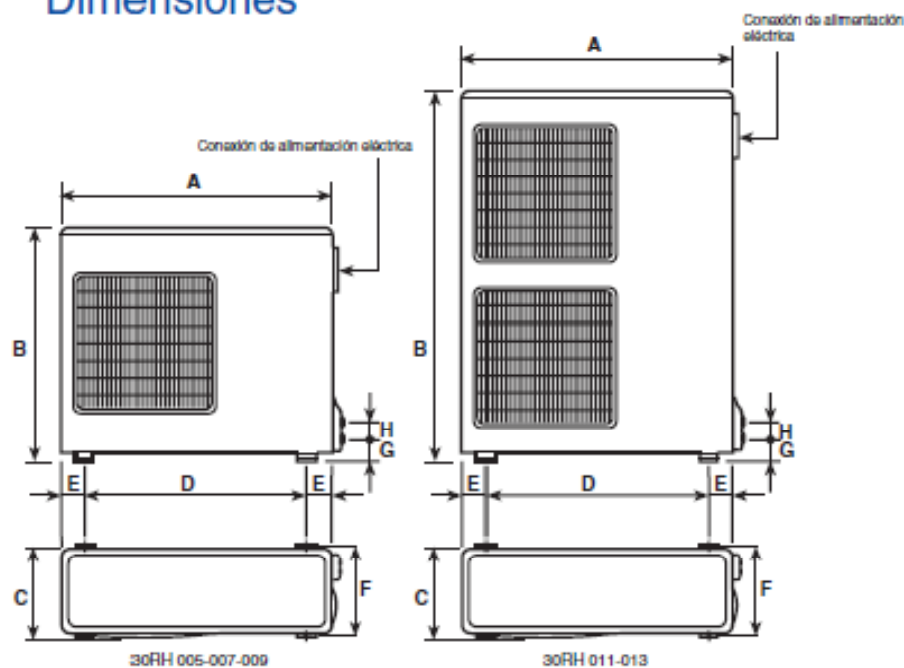
#### Factores de corrección a plena carga para pruebas de laboratorio según EUROVENT:

- Capacidad calorífica neta 1,000
- Relación de eficiencia energética 1,000
- Pérdida de carga en el intercambiador de calor 1,000

#### Detos de aplicación:

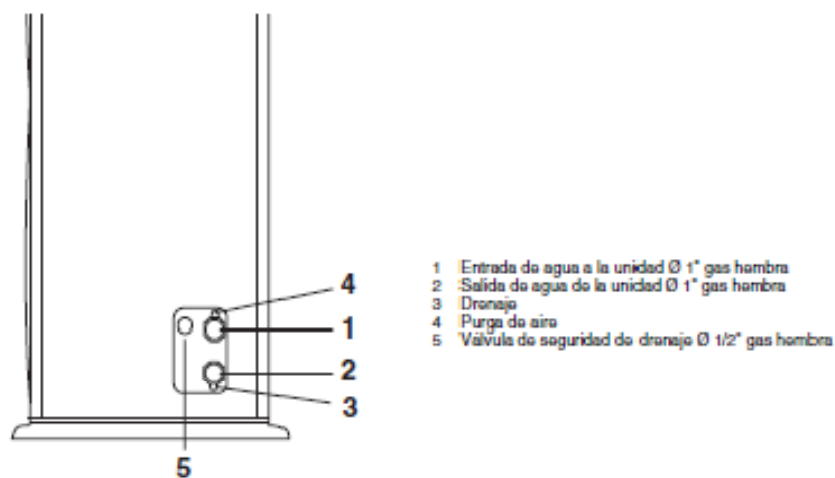
- Refrigerante: R-410A
- Incremento de temperatura del condensador: 5 K
- Líquido del condensador: agua
- Factor de ensuciamiento: 0,000044 m² K/W

## Dimensiones

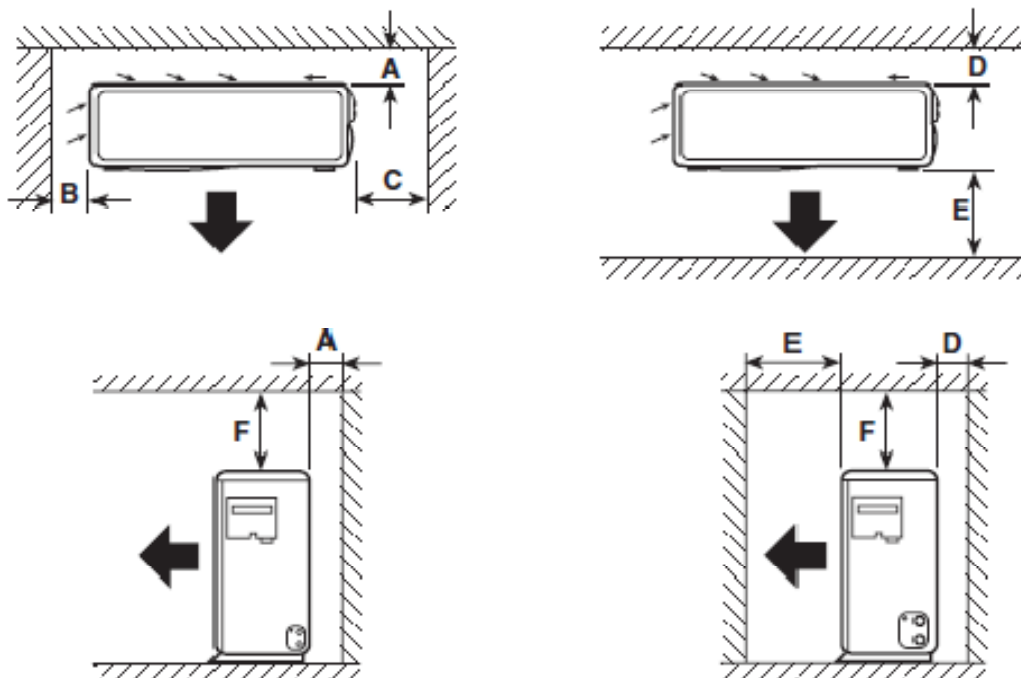


30RH		005	007	009	011	013
A	mm	800	800	800	800	800
B	mm	803	803	803	1264	1264
C	mm	300	300	300	300	300
D	mm	508	508	508	508	508
E	mm	146	146	146	146	146
F	mm	330	330	330	330	330
G	mm	97	97	97	97	97
H	mm	157	157	157	157	157

## Conexiones del agua



## Area de servicio, mm



30RH		005-013
A	mm	100
B	mm	250
C	mm	500
D	mm	100
E	mm	670
F	mm	400

## Caudal/volumen de agua del sistema

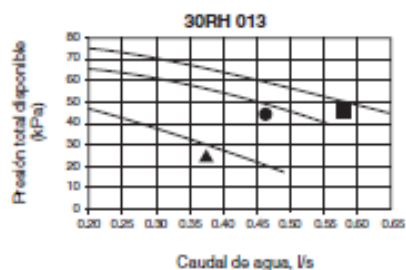
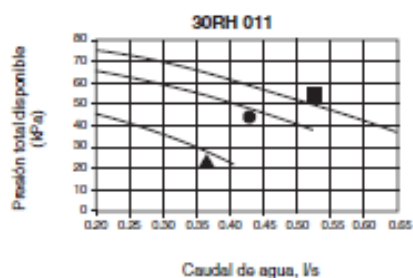
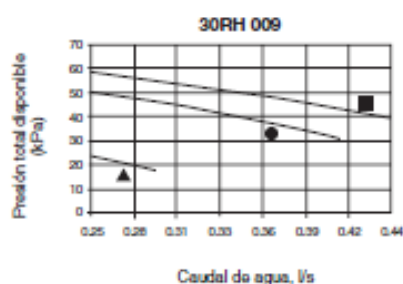
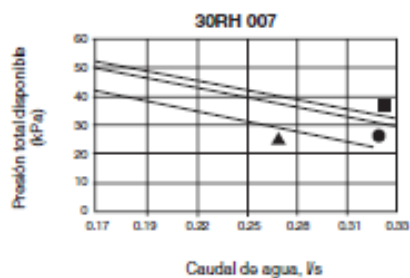
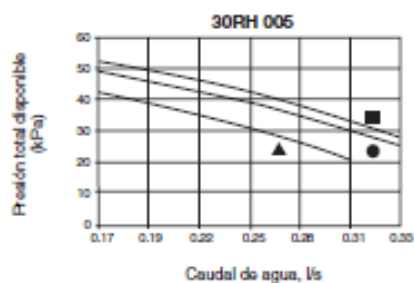
30RH		005	007	009	011	013
Caudal de agua nominal	l/s	0,25	0,31	0,37	0,46	0,54
Volumen de agua del sistema	l					
Mínimo*		17	22	27	32	41
Máximo		35	45	65	65	65

\* Si el contenido de agua está por debajo del valor indicado, debe agregarse un depósito regulador.

## Nivel de potencia sonora (dB)

30RH	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	dB(A)
005	66	62	60	58	53	48	43	62
007	74	67	64	63	57	52	44	67
009	75	70	69	67	62	56	49	71
011	76	72	68	66	62	57	50	71
013	78	72	70	69	65	60	54	73

### Presión total disponible



#### Leyenda:

- Velocidad alta
- Velocidad media
- ▲ Velocidad baja

Temperatura del agua 20°C



# FAN-COILS

HI-WALL HYDRÓNICO

42WH



SUS CLIENTES SE SENTIRAN  
COMO EN CASA



### SI ESTAN CONFORTABLES SUS CLIENTES VOLVERAN

Esta nueva y elegante serie de Hi-Wall Hidrónicos completa la gama Carrier de unidades de interior. Las Unidades "42WH" están disponibles con un panel trasero, estándar, o con otro totalmente equipado, para que Ud. elija según las necesidades de su instalación.

### DISEÑADA PARA FUNCIONAR DISCRETAMENTE

Los nuevos Hi-Wall Hidrónicos están diseñados para ser colocados en cualquier pared, por encima de la línea visual normal del usuario.

La versión estándar incorpora extensiones para ocultar las tuberías. Su ventilador tangencial aporta aire al ambiente de forma discreta y silenciosa, permitiendo lograr un rápido y óptimo nivel de confort. En la versión totalmente equipada dispone una válvula de 3 vías como componente de serie.



Calidad en el movimiento del aire. Estética moderna.

### CONTROL AUTOMÁTICO DE LA TEMPERATURA

Las Unidades "42WH" son los únicos modelos de su clase que ofrecen la función "Cold Draft" (Prevención de corrientes frías) como característica de serie. Se controla automáticamente el ventilador en respuesta a los cambios de temperatura del agua.

Los Hi-Wall Hidrónicos ayudan a crear un ambiente ideal en cualquier local, desde pequeños dormitorios hasta grandes áreas de recepción o desde un comercio hasta

las oficinas de un rascacielos. Además, en caso de un corte en el suministro eléctrico a la Unidad esta se pondrá de nuevo en marcha, automáticamente, sin ningún cambio en los ajustes realizados por el usuario.

### FÁCIL DE INSTALAR Y MANTENER

En un mercado donde el tiempo es oro, merece la pena recordar que las Unidades



"42WH" son extremadamente sencillas de instalar y de mantener. El mantenimiento es fácil, la Unidad es accesible por uno o ambos lados y, en caso de ser necesario, una sola persona podría sustituirla en menos de 10 minutos.

### UN SISTEMA ADAPTADO A SUS NECESIDADES

Los fan-coils "42WH" pueden conectarse con cualquier enfriadora de agua de una potencia desde 4 hasta 1000 kW. Ideal para habitaciones de hoteles, y perfecta para una gran variedad de instalaciones de tipo doméstico, comercial, residencial, etc.



42WH		42WHC016	42WHE016	42WHC020	42WHE020	42WHC028	42WHE028
Capacidad frigorífica Total	kW	1.35	1.65	2.1			
Capacidad frigorífica Sensible	kW	1.15	1.35	1.95			
Caudal de agua (Frio)	l/s	0.064	0.079	0.100			
Pérdida de carga (Frio)	kPa	14/22*	19/30*	34/50*			
Capacidad calorífica	kW	2.0	2.3	3.2			
Batería Elect. Calor	W	500	1000	1000			
Caudal de aire Baj./Med./Alt.	l/s	47/59/69	72/81/86	111/123/131			
Consumo eléctrico	W	21	31	32			
Nivel de presión sonora Baj./Med./Alt.	dB(A)	21/26/31	29/33/35	35/38/40			
Nivel de potencia sonora Baj./Med./Alt.	dB(A)	30/35/40	38/42/44	44/47/49			
Dimensiones netas Alt. x Anch. x Prof.	mm	290/800/145	337/800/170				
Peso	kg	14.5	15				
Dimensiones del panel trasero Alt. x Anch. x Prof.**	mm	282/790/45	320/790/47				
Peso	kg	5	5.5				
Alimentación eléctrica	V-Ph-Hz	230/1/50					

Los Datos Nominales corresponden a las Condiciones Eurovent. Condiciones en frío: temperatura seca del aire 7°C / temperatura húmeda 18°C, temperatura de entrada y salida del agua 1°C / 12°C con el ventilador en alta velocidad. Condiciones en calor: temperatura del aire 20°C, temperatura de entrada del agua 50°C, con el mismo caudal de agua que en las condiciones de frío y con el ventilador en alta velocidad. Presión sonora medida en una habitación de 100 m³ con un tiempo de reverberación de 0.5 s. Los datos del panel trasero corresponden a la versión totalmente equipada.  
\* Dato con las válvulas instaladas. \*\* The back panel without valves that is common for all sizes has the following dimensions in mm: 282/800/47.



Quality Management System  
Carrier Spa - Vimercate (Italy)

No 88136 - 20 - 02/2002

Sustituye al N° de pedido: No 88136-20 - 06/99

El fabricante se reserva el derecho a modificar

las especificaciones de cualquier producto sin previo aviso.



Carrier España, S.L.  
Pº. de la Castellana, 36-38  
28046 Madrid  
www.carrier.es  
carriersp@carrier.utc.com



A member of the United Technologies Corporation family

## Legislación

Cada país dispone de una legislación propia, de la que se ha dotado a lo largo de los años desde la aparición de la industria frigorífica.

En los últimos años, como consecuencia de los problemas medioambientales originados que comprometen la vida en todo el planeta, la ONU se ha dotado de una legislación acorde a los nuevos problemas. Esta legislación se plasmó en el Convenio de Viena y protocolo de Montreal (1987), acuerdos que no fueron firmados por todos los gobiernos. La UE, por su parte, tomando como base estos acuerdos ha creado una Legislación Propia, aún más exigente de la de dichos tratados. Como consecuencia existe una legislación europea y otra propia de nuestro país.

### - Legislación internacional

El organismo que regula la legislación internacional en lo relacionado con la protección del ozono y el incremento del efecto invernadero es la United Nations Environmental Programme (UNED). En el año 1980 la UNED inició los trabajos para preparar el futuro Convenio de Viena que fue ratificado en el año 1985 por 23 países.

En este Convenio se establecen mecanismos de investigación y cooperación entre las Partes firmantes del Convenio, así como a la adopción de medidas legislativas necesarias para proteger la naturaleza y la salud de las personas, de los efectos perniciosos derivados de las modificaciones de la distribución del ozono en la atmosfera. Entro en vigor el 22 de septiembre de 1988 y en España el 23 de octubre de 1988.

Una vez ratificado este Convenio, las Parte iniciaron los trabajos para redactar un Protocolo que regulase las sustancias que se pensaba podían alterar la distribución de concentración del ozono atmosférico. Es el conocido como Protocolo de Montreal relativo a las Sustancias que Agotan a la Capa de Ozono, que fue aprobado el 16 de septiembre de 1987. En él se establecen disposiciones relacionadas con el comercio internacional de las sustancias que regula. El Protocolo deja abierta la posibilidad de ser enmendado en función de los posteriores descubrimientos científicos, que fueron haciéndose evidentes en los años siguientes.

Desde entonces ha sido enmendado en las reuniones de Helsinki (1989), Londres (1990), Copenhagen (1992), Bangkok (1993)...

El Protocolo especifica las limitaciones de emisiones de las sustancias refrigerantes y los plazos para sustituirlos

Con respecto al R22, el protocolo indica lo siguiente:

1 de enero de 2004: 65% de la producción de 1/1/1996  
1 de enero de 2010: 35% de la producción de 1/1/1996  
1 de enero de 2015: 10% de la producción de 1/1/1996  
1 de enero de 2020: 0,5% de la producción de 1/1/1996  
1 de enero de 2030: 0% de la producción de 1/1/1996

- Legislación de la unión Europea

El reglamento europeo que regula las sustancias que agotan la capa de ozono es el Reglamento (CE) n° 2037/2000 del Parlamento Europeo y del Consejo de 29 de junio de 2000.

Dicho reglamento, basado en el protocolo de Montreal y la cumbre de Viena establece una serie de criterios y calendarios para la progresiva eliminación del uso y producción de dichos productos.

El ámbito de aplicación de dicho reglamento se aplica a la producción, importación, exportación, puesta en el mercado, uso, recuperación, reciclado, regeneración y eliminación de los CFC, CFC halogenados, halones, el tetracloruro de carbono, el 1,1,1-triclorometano, el bromuro de metilo, los hidrobromofluorocarburos y los HCFC.

En su capítulo II de dicho reglamento se establece un programa de eliminación a través de un control de la producción, puesta en el mercado y uso de las sustancias contaminantes.

En cuanto al los HCFC, establece que sus productores:

- El nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2000 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasa el nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en 1997;
- El nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2008 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasa el 35 % del nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en 1997;
- El nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2014 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasa el 20 % del nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en 1997;
- El nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2020 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasa el 15 % del nivel calculado de su producción de hidroclorofluorocarburos en 1997;
- No producen hidroclorofluorocarburos después del 31 de diciembre del año 2025.

Con respecto al nivel calculado de HCFC que los productores pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia se establece:

- a. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 1999 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasará la suma de:





- El 2,6 % del nivel calculado de clorofluorocarburos que hubieran puesto en el mercado o utilizado por cuenta propia productores e importadores en 1989.
- El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que hubieran puesto en el mercado o utilizado por cuenta propia productores e importadores en 1989.
- b. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2001 no sobrepasará la suma de:
  - El 2,0 % del nivel calculado de clorofluorocarburos que hubieran puesto en el mercado o utilizado por cuenta propia productores e importadores en 1989.
  - El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que hubieran puesto en el mercado o utilizado por cuenta propia productores e importadores en 1989.
- c. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2002 no sobrepasará el 85 % de la suma calculada en aplicación de la letra b.
- d. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2003 no sobrepasará el 45 % de la suma calculada en aplicación de la letra b.
- e. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2004 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasará el 30 % de la suma calculada en aplicación de la letra b.
- f. El nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que pongan en el mercado o utilicen por cuenta propia productores e importadores en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2008 y a continuación en cada período de 12 meses no sobrepasará el 25 % de la suma calculada en aplicación de la letra b.
- g. Ningún productor ni importador pondrá en el mercado ni utilizará por cuenta propia hidroclorofluorocarburos después del 31 de diciembre de 2009.
- h. Cada productor o importador velará por que el nivel calculado de hidroclorofluorocarburos que ponga en el mercado o utilice por cuenta propia en el período comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2001 y a continuación en el período de 12 meses posterior no sobrepase, en porcentaje de los niveles calculados a que se refieren las letras a. a c. su porcentaje de mercado en 1996.

En la siguiente tabla podemos observar de forma simple los límites de producción de sustancias reguladas según el calendario establecido por la norma europea. En dicha tabla, el grupo VIII corresponde a las sustancias HCFC como es el R22

**Tabla 35. Límites de producción de sustancias reguladas**

Sustancia Por períodos de 12 meses del 1 de enero al 31 de diciembre	Grupo I	Grupo II	Grupo III	Grupo IV	Grupo V	Grupo VI (1) Para usos distintos de la cuarentena y operaciones previas a la expedición	Grupo VI (1) Para la cuarentena y operaciones previas a la expedición	Grupo VII	Grupo VIII
1999	0	0	0	0	0	8 665		0	8 079
2000						8 665			8 079
2001						4 621	607		6 678
2002						4 621	607		5 676
2003						2 888	607		3 005
2004						2 888	607		2 003
2005						0	607		2 003
2006							607		2 003
2007							607		2 003
2008							607		1 669
2009							607		1 669
2010							607		0
2011							607		0
2012							607		0
2013							607		0
2014							607		0
2015							607		0

(1) Calculado sobre la base de un CDP = 0,6.

Con respecto a su uso, se establece:

Salvo lo dispuesto en las siguientes condiciones, queda prohibido el uso de hidroclorofluorocarburos:

- a) En aerosoles.
- b) Como disolventes.
- c) Como refrigerantes.
  - En aparatos producidos después del 31 de diciembre de 1995 para los siguientes usos:
    - En sistemas no confinados de evaporación directa.
    - En refrigeradores y congeladores domésticos.
    - En sistemas de aire acondicionado de vehículos de motor, tractores, vehículos todo terreno o remolques que funcionen con cualquier fuente de energía, salvo para usos militares, en cuyo caso la prohibición entrará en vigor el 31 de diciembre de 2008.
    - En instalaciones de aire acondicionado de transporte público por carretera.

- En instalaciones de aire acondicionado de transporte ferroviario, en aparatos fabricados después del 31 de diciembre de 1997.
  - A partir del 1 de enero de 2000, en aparatos fabricados después del 31 de diciembre de 1999 para los usos siguientes:
    - En almacenes o depósitos frigoríficos públicos y de distribución,
    - Para aparatos de 150 o más KW de potencia al eje.
  - A partir del 1 de enero de 2001, en todos los demás aparatos de aire acondicionado y refrigeración producidos después del 31 de diciembre de 2000, con excepción de aparatos fijos de aire acondicionado de una capacidad de enfriamiento inferior a 100 KW, en cuyo caso el uso de hidroclorofluorocarburos se prohibirá a partir del 1 de julio de 2002 en aparatos producidos después del 30 de junio de 2002 y de los sistemas reversibles de aire acondicionado/bomba de calor, en cuyo caso el uso de hidroclorofluorocarburos quedará prohibido a partir del 1 de enero de 2004 en todos los aparatos producidos después del 31 de diciembre del año 2003,
  - A partir del 1 de enero de 2010, quedará prohibido el uso de hidroclorofluorocarburos puros para el mantenimiento y reparación de los aparatos de refrigeración y aire acondicionado existentes en dicha fecha; a partir del 1 de enero de 2015 quedarán prohibidos todos los hidroclorofluorocarburos. Antes del 31 de diciembre de 2008, la Comisión estudiará la disponibilidad técnica y económica de alternativas a los hidroclorofluorocarburos reciclados. El estudio tendrá en cuenta la disponibilidad técnica y económica de alternativas viables a los hidroclorofluorocarburos en los aparatos de refrigeración existentes, con vistas a que se evite el abandono indebido de aparatos. Las alternativas que se estudien deberían tener un efecto significativamente menos nocivo para el medio ambiente que los hidroclorofluorocarburos. La Comisión presentará el resultado del estudio al Parlamento Europeo y al Consejo. En su caso, la Comisión adoptará con arreglo al procedimiento previsto en el apartado 2 del artículo 18 una decisión sobre la adaptación de la fecha del 1 de enero de 2015.
- d) Para la producción de espumas
- e) Como gas portador de sustancias de esterilización en sistemas cerrados en aparatos producidos después del 31 de diciembre de 1997.
- f) En todas las demás aplicaciones.

## Resumen

Como se puede comprobar en la legislación anterior, a fecha de 1 de enero de 2010 no se puede producir la recarga de equipos con HCFC y en 2015 dicho uso está prohibido. De ahí la justificación de realizar el estudio de éste proyecto.

## Normativa

A continuación se mostrara el apéndice E del documento básico HE ahorro de energía, ya que dicho apéndice ha sido usado para el cálculo de la demanda térmica, y en este proyecto se mencionan tablas y métodos de dicho apéndice.

Documento Básico HE Ahorro de Energía

## Apéndice E Cálculo de los parámetros característicos de la demanda

### E.1 Transmitancia térmica

#### E.1.1 Cerramientos en contacto con el aire exterior

- 1 Este cálculo es aplicable a la parte opaca de todos los *cerramientos* en contacto con el aire exterior tales como muros de fachada, cubiertas y suelos en contacto con el aire exterior. De la misma forma se calcularán los puentes térmicos integrados en los citados cerramientos cuya superficie sea superior a 0,5 m<sup>2</sup>, despreciándose en este caso los efectos multidimensionales del flujo de calor.

- 2 La transmitancia térmica U (W/m<sup>2</sup>K) viene dada por la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (E.1)$$

siendo

$R_T$  la resistencia térmica total del componente constructivo [m<sup>2</sup> K/ W].

- 3 La resistencia térmica total  $R_T$  de un componente constituido por capas térmicamente homogéneas debe calcularse mediante la expresión:

$$R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{se} \quad (E.2)$$

siendo

$R_1, R_2, \dots, R_n$  las resistencias térmicas de cada capa definidas según la expresión (E.3) [m<sup>2</sup> K/W];

$R_{si}$  y  $R_{se}$  las resistencias térmicas superficiales correspondientes al aire interior y exterior respectivamente, tomadas de la tabla E.1 de acuerdo a la posición del cerramiento, dirección del flujo de calor y su situación en el edificio [m<sup>2</sup> K/W].

- 4 En caso de un componente constituido por capas homogéneas y heterogéneas la resistencia térmica total  $R_T$  debe calcularse mediante el procedimiento descrito en el apéndice F.

- 5 La resistencia térmica de una capa térmicamente homogénea viene definida por la expresión:

$$R = \frac{e}{\lambda} \quad (E.3)$$




siendo

$e$  el espesor de la capa [m].

En caso de una capa de espesor variable se considerará el espesor medio.

$\lambda$  la conductividad térmica de diseño del material que compone la capa, calculada a partir de valores térmicos declarados según la norma UNE EN ISO 10 456:2001 o tomada de Documentos Reconocidos, [W/m K].

Tabla E.1 Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en m<sup>2</sup>K/W

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor	Rse	Rsi
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal 	0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente 	0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente 	0,04	0,17

- 6 Las cámaras de aire pueden ser consideradas por su resistencia térmica, para ello se considerarán:

a) cámara de aire sin ventilar: aquella en la que no existe ningún sistema específico para el flujo del aire a través de ella. Una cámara de aire que no tenga aislamiento entre ella y el ambiente exterior pero con pequeñas aberturas al exterior puede también considerarse como cámara de aire sin ventilar, si esas aberturas no permiten el flujo de aire a través de la cámara y no exceden:

- i)  $500 \text{ mm}^2$  por m de longitud contado horizontalmente para cámaras de aire verticales;
- ii)  $500 \text{ mm}^2$  por  $\text{m}^2$  de superficie para cámaras de aire horizontales.

La resistencia térmica de las cámaras de aires sin ventilar viene definida en la tabla E.2 en función de su espesor. Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.

Los valores son aplicables cuando la cámara:

- esté limitada por dos superficies paralelas entre sí y perpendiculares a la dirección del flujo de calor y cuyas emisividades sean superiores a 0,8;
- tengan un espesor menor a 0,1 veces cada una de las otras dos dimensiones y no mayor a 0,3 m;
- no tenga intercambio de aire con el ambiente interior.

Tabla E.2 Resistencias térmicas de cámaras de aire en  $\text{m}^2 \text{ K/W}$

e (cm)	Sin ventilar	
	horizontal	vertical
1	0,15	0,15
2	0,16	0,17
5	0,16	0,18

Para un cálculo más detallado se considera válido el procedimiento descrito en el apartado B.2 de la norma UNE EN ISO 6 946:1997.

b) cámara de aire ligeramente ventilada: aquella en la que no existe un dispositivo para el flujo de aire limitado a través de ella desde el ambiente exterior pero con aberturas dentro de los siguientes rangos:

- i)  $500 \text{ mm}^2 < S_{\text{aberturas}} \leq 1500 \text{ mm}^2$  por m de longitud contado horizontalmente para cámaras de aire verticales;
- ii)  $500 \text{ mm}^2 < S_{\text{aberturas}} \leq 1500 \text{ mm}^2$  por  $\text{m}^2$  de superficie para cámaras de aire horizontales.

La resistencia térmica de una cámara de aire ligeramente ventilada es la mitad de los valores de la tabla E.2.

c) cámara de aire muy ventilada: aquella en que los valores de las aberturas exceden:

- i)  $1500 \text{ mm}^2$  por m de longitud contado horizontalmente para cámaras de aire verticales;
- ii)  $1500 \text{ mm}^2$  por  $\text{m}^2$  de superficie para cámaras de aire horizontales.

- 7 Para cámaras de aire muy ventiladas, la resistencia térmica total del cerramiento se obtendrá despreciando la resistencia térmica de la cámara de aire y las de las demás capas entre la cámara de aire y el ambiente exterior, e incluyendo una resistencia superficial exterior correspondiente al aire en calma, igual a la resistencia superficial interior del mismo elemento.

- 8 La transmitancia térmica  $U_{\text{MD}}$  ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) de las medianerías se calculará como un cerramiento en contacto con el exterior pero considerando las resistencias superficiales como interiores.

## E.1.2 Cerramientos en contacto con el terreno

### E.1.2.1 Suelos en contacto con el terreno

- 1 Para el cálculo de la transmitancia  $U_s$  ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) se consideran en este apartado:

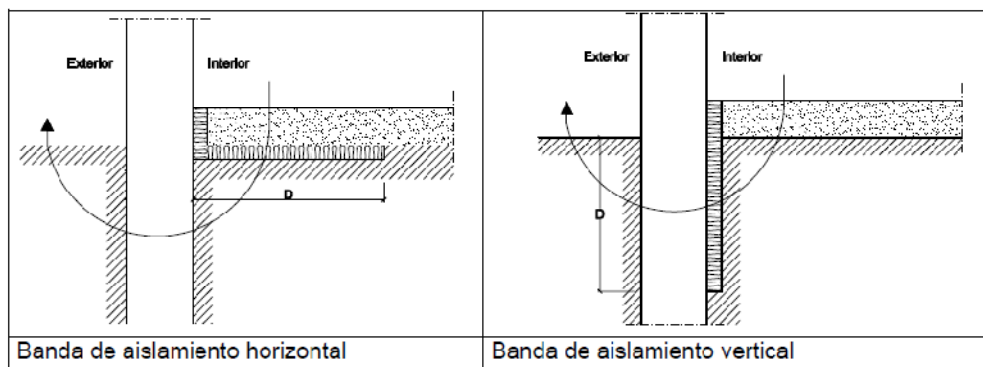
CASO 1 soleras o losas apoyadas sobre el nivel del terreno o como máximo 0,50 m por debajo de éste;

CASO 2 soleras o losas a una profundidad superior a 0,5 m respecto al nivel del terreno.

CASO 1

- 1 La transmitancia térmica  $U_s$  ( $W/m^2K$ ) se obtendrá de la tabla E.3 en función del ancho D de la banda de aislamiento perimetrico, de la resistencia térmica del aislante  $R_a$  calculada mediante la expresión (E.3) y la longitud característica  $B'$  de la solera o losa.
- 2 Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.

Figura E.1. Soleras con aislamiento perimetral



- 3 Se define la longitud característica  $B'$  como el cociente entre la superficie del suelo y la longitud de su semiperímetro, según la expresión:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P} \quad (E.4)$$

siendo

P la longitud del perímetro de la solera [m];

A el área de la solera [ $m^2$ ].

- 4 Para soleras o losas sin aislamiento térmico, la transmitancia térmica  $U_s$  se tomará de la columna  $R_a = 0 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  en función de su longitud característica  $B'$ .
- 5 Para soleras o losas con aislamiento continuo en toda su superficie se tomarán los valores de la columna  $D \geq 1,5 \text{ m}$ .
- 6 La transmitancia térmica del primer metro de losa o solera se obtendrá de la fila  $B' = 1$ .

Tabla E.3 Transmitancia térmica  $U_s$  en  $W/m^2 K$

$B'$	$R_a$	$D = 0.5 \text{ m}$					$D = 1.0 \text{ m}$					$D \geq 1.5 \text{ m}$				
		$R_a \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$					$R_a \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$					$R_a \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$				
	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
5	0,85	0,69	0,61	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,51	0,51	0,49	0,61	0,55	0,50	0,47	0,41
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
$\geq 20$	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20



- 7 Alternativamente, para un cálculo más detallado de la transmitancia térmica  $U_s$  podrá utilizarse la metodología descrita en la norma UNE EN ISO 13 370:1999.

**CASO 2**

- 1 La transmitancia térmica  $U_s$  ( $W/m^2K$ ) se obtendrá de la tabla E.4 en función de la profundidad  $z$  de la solera o losa respecto al nivel del terreno, de su resistencia térmica  $R_f$  calculada mediante la expresión (E.2), despreciando las resistencias térmicas superficiales, y la longitud característica  $B'$  calculada mediante la expresión (E.4).
- 2 Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.

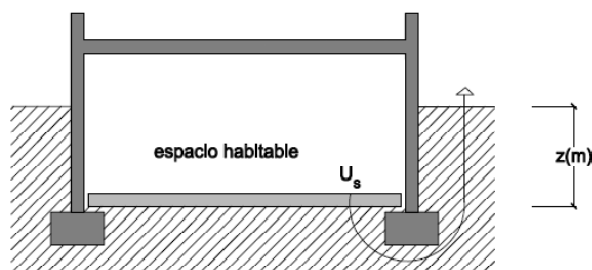


Figura E.2. Solera enterrada

- 3 La transmitancia térmica para el primer metro del muro enterrado se obtendrá de la columna  $z=1m$ .

Tabla E.4 Transmitancia térmica  $U_s$  en  $W/m^2K$

B'	0.5 m < z ≤ 1.0 m				1.0 m < z ≤ 2.0 m				2.0 m < z ≤ 3.0 m				z > 3.0 m			
	Rf (m² K/W)				Rf (m² K/W)				Rf (m² K/W)				Rf (m² K/W)			
	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50
5	0,64	0,52	0,44	0,39	0,54	0,45	0,40	0,36	0,42	0,37	0,34	0,31	0,35	0,32	0,29	0,27
6	0,57	0,46	0,40	0,35	0,48	0,41	0,36	0,33	0,38	0,34	0,31	0,28	0,32	0,29	0,27	0,25
7	0,52	0,42	0,37	0,33	0,44	0,38	0,33	0,30	0,35	0,31	0,29	0,26	0,30	0,27	0,25	0,24
8	0,47	0,39	0,34	0,30	0,40	0,35	0,31	0,28	0,33	0,29	0,27	0,25	0,28	0,26	0,24	0,22
9	0,43	0,36	0,32	0,28	0,37	0,32	0,29	0,26	0,30	0,27	0,25	0,23	0,26	0,24	0,22	0,21
10	0,40	0,34	0,30	0,27	0,35	0,30	0,27	0,25	0,29	0,26	0,24	0,22	0,25	0,23	0,21	0,20
12	0,36	0,30	0,27	0,24	0,31	0,27	0,24	0,22	0,26	0,23	0,21	0,20	0,22	0,21	0,19	0,18
14	0,32	0,27	0,24	0,22	0,28	0,25	0,22	0,20	0,23	0,21	0,20	0,18	0,20	0,19	0,18	0,17
16	0,29	0,25	0,22	0,20	0,25	0,23	0,20	0,19	0,21	0,20	0,18	0,17	0,19	0,17	0,16	0,16
18	0,26	0,23	0,20	0,19	0,23	0,21	0,19	0,18	0,20	0,18	0,17	0,16	0,17	0,16	0,15	0,15
≥20	0,24	0,21	0,19	0,17	0,22	0,19	0,18	0,16	0,18	0,17	0,16	0,15	0,16	0,15	0,14	0,14

- 2 Alternativamente, para un cálculo más detallado de la transmitancia térmica  $U_s$  podrá utilizarse la metodología descrita en la norma UNE EN ISO 13 370:1999.

**E.1.2.2 Muros en contacto con el terreno**

- 1 La transmitancia térmica  $U_T$  ( $W/m^2K$ ) de los muros o pantallas en contacto con el terreno se obtendrá de la tabla E.5 en función de su profundidad  $z$ , y de la resistencia térmica del muro  $R_m$  calculada mediante la expresión (E.2) despreciando las resistencias térmicas superficiales.
- 2 Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.

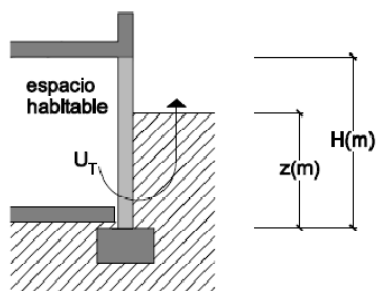


Figura E.3 Muro en contacto con el terreno

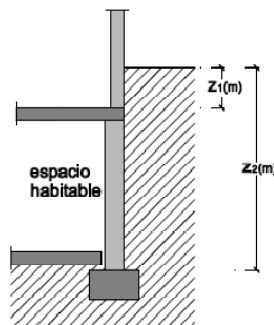


Figura E.4 Muro enterrado

Tabla E.5 Transmitancia térmica de muros enterrados  $U_T$  en  $W/m^2 K$

$R_m$ ( $m^2 K/W$ )	Profundidad $z$ de la parte enterrada del muro (m)					
	0,5	1	2	3	4	$\geq 6$
0,00	3,05	2,20	1,48	1,15	0,95	0,71
0,50	1,17	0,99	0,77	0,64	0,55	0,44
1,00	0,74	0,65	0,54	0,47	0,42	0,34
1,50	0,54	0,49	0,42	0,37	0,34	0,28
2,00	0,42	0,39	0,35	0,31	0,28	0,24

- 3 En el caso de muros cuya composición varíe con la profundidad, como muestra la figura E.4, la transmitancia térmica  $U_T$  se obtendrá de la expresión:

$$U_T = \frac{U_1 \cdot z_1 + U_2 \cdot z_2 - U_{12} \cdot z_1}{z_2} \quad (E.5)$$

siendo

$z_1$  y  $z_2$  la profundidad del primer y el segundo tramo respectivamente [m].

$U_1$  la transmitancia térmica del primer tramo del muro, obtenida de la tabla E.5 para una profundidad  $z = z_1$  y una resistencia térmica  $R_m = R_1$  [ $W/m^2 K$ ];

$U_2$  la transmitancia térmica obtenida de la tabla E.5 de un muro hipotético de profundidad  $z = z_2$  y resistencia térmica  $R_m = R_2$  [ $W/m^2 K$ ];

$U_{12}$  la transmitancia térmica obtenida de la tabla E.5 de un muro hipotético de profundidad  $z = z_1$  y resistencia térmica  $R_m = R_2$  [ $W/m^2 K$ ];

- 4 Alternativamente, para un cálculo más detallado de la transmitancia térmica  $U_T$  podrá utilizarse la metodología descrita en la norma UNE EN ISO 13 370:1999.

### E.1.2.3 Cubiertas enterradas

- 1 La transmitancia térmica  $U_T$  ( $W/m^2 K$ ) de las cubiertas enterradas se obtendrá mediante procedimiento descrito en el apartado E.1.1, considerando el terreno como otra capa térmicamente homogénea de conductividad  $\lambda = 2 W/mK$ .

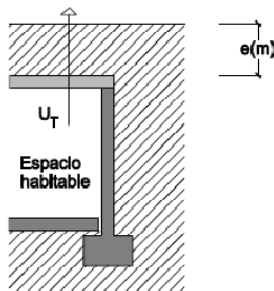


Figura E.5 Cubierta enterrada



### E.1.3 Particiones interiores en contacto con espacios no habitables

- 1 Para el cálculo de la transmitancia  $U$  ( $W/m^2K$ ) se consideran en este apartado el caso de cualquier *partición interior* en contacto con un *espacio no habitable* que a su vez esté en contacto con el exterior.

#### E.1.3.1 Particiones interiores (excepto suelos en contacto con cámaras sanitarias)

- 1 Se excluyen de este apartado los vacíos o cámaras sanitarias.
- 2 La transmitancia térmica  $U$  ( $W/m^2K$ ) viene dada por la siguiente expresión:




$$U = U_p \cdot b \quad (E.6)$$

siendo

$U_p$  la transmitancia térmica de la *partición interior* en contacto con el *espacio no habitable*, calculada según el apartado E.1.1, tomando como resistencias superficiales los valores de la tabla E.6. [ $W/m^2K$ ];

$b$  el coeficiente de reducción de temperatura (relacionado al *espacio no habitable*) obtenido por la tabla E.6 para los casos concretos que se citan o mediante el procedimiento descrito.

Tabla E.6 Resistencias térmicas superficiales de *particiones interiores* en  $m^2K/W$

Posición de la <i>partición interior</i> y sentido del flujo de calor	$R_{se}$	$R_{si}$
<i>Particiones interiores</i> verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal 	0,13	0,13
<i>Particiones interiores</i> horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente 	0,10	0,10
<i>Particiones interiores</i> horizontales y flujo descendente 	0,17	0,17

- 3 El coeficiente de reducción de temperatura  $b$  para espacios adyacentes *no habitables* (trasteros, despensas, garajes adyacentes...) y espacios no acondicionados bajo cubierta inclinada se podrá obtener de la tabla E.7 en función de la situación del aislamiento térmico (véase figura E.6), del grado de ventilación del espacio y de la relación de áreas entre la *partición interior* y el *cerroamiento* ( $A_{li}/A_{ue}$ ). Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.
- 4 Se distinguen dos grados de ventilación en función del nivel de estanqueidad del espacio definido en la tabla E.8:

- CASO 1 espacio ligeramente ventilado, que comprende aquellos espacios con un nivel de estanqueidad 1, 2 o 3;
- CASO 2 espacio muy ventilado, que comprende aquellos espacios con un nivel de estanqueidad 4 o 5.

Tabla E.7 Coeficiente de reducción de temperatura b

$A_{iu}/A_{ue}$	No aislado <sub>ue</sub> -Aislado <sub>iu</sub>		No aislado <sub>ue</sub> -No aislado <sub>iu</sub>		Aislado <sub>iu</sub> -No aislado <sub>iu</sub>	
	CASO 1	CASO 2	CASO 1	CASO 2	CASO 1	CASO 2
<0.25	0,99	1,00	0,94	0,97	0,91	0,96
0.25 ≤ 0.50	0,97	0,99	0,85	0,92	0,77	0,90
0.50 ≤ 0.75	0,96	0,98	0,77	0,87	0,67	0,84
0.75 ≤ 1.00	0,94	0,97	0,70	0,83	0,59	0,79
1.00 ≤ 1.25	0,92	0,96	0,65	0,79	0,53	0,74
1.25 ≤ 2.00	0,89	0,95	0,56	0,73	0,44	0,67
2.00 ≤ 2.50	0,86	0,93	0,48	0,66	0,36	0,59
2.50 ≤ 3.00	0,83	0,91	0,43	0,61	0,32	0,54
>3.00	0,81	0,90	0,39	0,57	0,28	0,50

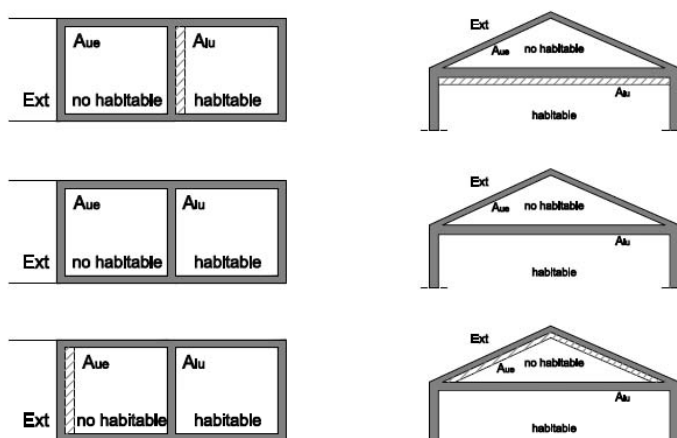


Figura E.6 Espacios habitables en contacto con espacios no habitables

NOTA: El subíndice *ue* se refiere al cerramiento entre el *espacio no habitable* y el exterior;  
El subíndice *iu* se refiere a la partición interior entre el *espacio habitable* y el *espacio no habitable*.

- 5 El coeficiente de reducción de temperatura b, para el resto de *espacios no habitables*, se define mediante la siguiente expresión:

$$b = \frac{H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}} \quad (E.7)$$

siendo

$H_{ue}$  es el coeficiente de pérdida del *espacio no habitable* hacia el exterior [W/m];

$H_{iu}$  es el coeficiente de pérdida del *espacio habitable* hacia el *espacio no habitable* [W/m].

- 6 Los coeficientes  $H_{ue}$  y  $H_{iu}$  incluyen las pérdidas por transmisión y por renovación de aire. Se calculan mediante las fórmulas siguientes:

$$H_{ue} = \sum U_{ue} A_{ue} + 0,34 Q_{ue} \quad (E.8)$$

$$H_{iu} = \sum U_{iu} A_{iu} + 0,34 Q_{iu} \quad (E.9)$$

siendo

$U_{ue}$  la transmitancia térmica del cerramiento del *espacio no habitable* en contacto con el ambiente exterior, calculado mediante la expresión (E.1) si está en contacto con el aire o mediante la metodología descrita en el apartado E.1.2 si está en contacto con el terreno [W/m<sup>2</sup>K];

$U_{iu}$  la transmitancia térmica del cerramiento del *espacio habitable* en contacto con el *no habitable* calculado mediante la expresión (E.1) [W/m<sup>2</sup>K];

$A_{ue}$  el área del cerramiento del *espacio no habitable* en contacto con el ambiente exterior;

$A_{iu}$  el área del cerramiento del *espacio habitable* en contacto con el *no habitable*;

$Q_{ue}$  el caudal de aire entre el exterior y el *espacio no habitable* [ $m^3/h$ ];  
 $Q_{iu}$  el caudal de aire entre el *espacio no habitable* y el *espacio habitable* [ $m^3/h$ ].

- 7 Para el cálculo del caudal de aire  $Q_{ue}$  se utilizarán los valores del apartado 2 de la Sección HS3 del DB "Salubridad". En ausencia de datos podrán utilizar los valores de renovaciones hora ( $h^{-1}$ ) contenidos en la tabla E.8 multiplicados por el volumen del *espacio no habitable*.

Tabla E.8 Tasa de renovación de aire entre espacios no habitables y el exterior ( $h^{-1}$ )

	Nivel de estanqueidad	$h^{-1}$
1	Ni puertas, ni ventanas, ni aberturas de ventilación	0
2	Todos los componentes sellados, sin aberturas de ventilación	0,5
3	Todos los componentes bien sellados, pequeñas aberturas de ventilación	1
4	Poco estanco, a causa de juntas abiertas o presencia de aberturas de ventilación permanentes	5
5	Poco estanco, con numerosas juntas abiertas o aberturas de ventilación permanentes grandes o numerosas	10

- 8 Alternativamente, para un cálculo más detallado de la transmitancia térmica U podrá utilizarse la metodología descrita en la norma UNE EN ISO 13 789:2001.

#### E.1.3.2 Suelos en contacto con cámaras sanitarias

- 1 Este apartado es aplicable para cámaras de aire ventiladas por el exterior que cumplan simultáneamente las siguientes condiciones:  
a) que tengan una altura  $h$  inferior o igual a 1 m;  
b) que tengan una profundidad  $z$  respecto al nivel del terreno inferior o igual a 0,5 m.  
2 En caso de no cumplirse la condición a), pero sí la b), la transmitancia del cerramiento en contacto con la cámara se calculará mediante el procedimiento descrito en el apartado E.1.1  
3 En caso de no cumplirse la condición b), la transmitancia del cerramiento se calculará mediante la definición general del coeficiente b descrito en el apartado E.1.3.1.

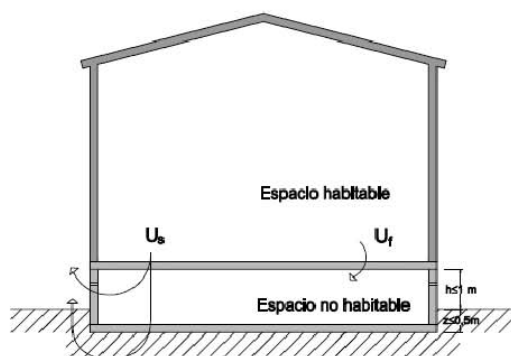


Figura 3.8. Cámaras sanitarias

- 4 La transmitancia térmica del suelo sanitario  $U_s$  viene dada por la tabla E.9, en función longitud característica  $B'$  del suelo en contacto con la cámara y su resistencia térmica  $R_f$  calculada mediante la expresión (E.2) despreciando las resistencias térmicas superficiales.  
5 Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal.

Tabla E.9 Transmitancia térmica  $U_s$  en  $W/m^2 K$

B'	$R_f (m^2K/W)$					
	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
5	2,63	1,14	0,72	0,53	0,42	0,35
6	2,30	1,07	0,70	0,52	0,41	0,34
7	2,06	1,01	0,67	0,50	0,40	0,33
8	1,87	0,97	0,65	0,49	0,39	0,33
9	1,73	0,93	0,63	0,48	0,39	0,32
10	1,61	0,89	0,62	0,47	0,38	0,32
12	1,43	0,83	0,59	0,45	0,37	0,31
14	1,30	0,79	0,57	0,44	0,36	0,31
16	1,20	0,75	0,55	0,43	0,35	0,30
18	1,12	0,72	0,53	0,42	0,35	0,29
20	1,06	0,69	0,51	0,41	0,34	0,29
22	1,00	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29
24	0,96	0,65	0,49	0,39	0,33	0,28
26	0,92	0,63	0,48	0,39	0,32	0,28
28	0,89	0,61	0,47	0,38	0,32	0,28
30	0,86	0,60	0,46	0,38	0,32	0,27
32	0,83	0,59	0,45	0,37	0,31	0,27
34	0,81	0,58	0,45	0,37	0,31	0,27
≥36	0,79	0,57	0,44	0,36	0,31	0,27

- 6 Alternativamente, para un cálculo más detallado podrá utilizarse el método descrito en el apartado 10 de la norma UNE EN ISO 13 370.

#### E.1.4 Huecos y lucernarios

##### E.1.4.1 Transmitancia térmica de huecos

- 1 La transmitancia térmica de los huecos  $U_H$  ( $W/m^2 K$ ) se determinará mediante la siguiente expresión:

$$U_H = (1 - FM) \cdot U_{H,v} + FM \cdot U_{H,m} \quad (E.10)$$

siendo

$U_{H,v}$  la transmitancia térmica de la parte semitransparente [ $W/m^2K$ ];

$U_{H,m}$  la transmitancia térmica del marco de la ventana o lucernario, o puerta [ $W/m^2 K$ ];

FM la fracción del hueco ocupada por el marco.

- 2 En ausencia de datos, la transmitancia térmica de la parte semitransparente  $U_{H,v}$  podrá obtenerse según la norma UNE EN ISO 10 077-1:2001 .

#### E.2 Factor solar modificado de huecos y lucernarios

- 1 El factor solar modificado en el hueco  $F_H$  o en el lucernario  $F_L$  se determinará utilizando la siguiente expresión:

$$F = F_S \cdot [ (1 - FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha ] \quad (E.11)$$

siendo

$F_S$  el factor de sombra del hueco o lucernario obtenido de las tablas E.11 a E.15 en función del dispositivo de sombra o mediante simulación. En caso de que no se justifique adecuadamente el valor de  $F_S$  se debe considerar igual a la unidad;

FM la fracción del hueco ocupada por el marco en el caso de ventanas o la fracción de parte maciza en el caso de puertas;

$g_{\perp}$  el factor solar de la parte semitransparente del hueco o lucernario a incidencia normal. El factor solar puede ser obtenido por el método descrito en la norma UNE EN 410:1998;





A continuación se muestran las tablas usadas del DB-HS para el cálculo de caudales de renovación.

## Sección HS 3 Calidad del aire interior

### 1 Generalidades

#### 1.1 Ámbito de aplicación

- 1 Esta sección se aplica, en los edificios de viviendas, al interior de las mismas, los almacenes de residuos, los trasteros, los aparcamientos y garajes; y, en los edificios de cualquier otro uso, a los aparcamientos y los garajes. Se considera que forman parte de los aparcamientos y garajes las zonas de circulación de los vehículos.
- 2 Para *locales* de otros tipos la demostración de la conformidad con las exigencias básicas debe verificarse mediante un tratamiento específico adoptando criterios análogos a los que caracterizan las condiciones establecidas en esta sección.

#### 1.2 Procedimiento de verificación

- 1 Para la aplicación de esta sección debe seguirse la secuencia de verificaciones que se expone a continuación.
- 2 Cumplimiento de las condiciones establecidas para los caudales del apartado 2.
- 3 Cumplimiento de las condiciones de diseño del sistema de ventilación del apartado 3:
  - a) para cada tipo de *local*, el tipo de ventilación y las condiciones relativas a los medios de ventilación, ya sea natural, mecánica o híbrida;
  - b) las condiciones relativas a los elementos constructivos siguientes:
    - i) aberturas y bocas de ventilación;
    - ii) conductos de admisión;
    - iii) conductos de extracción para ventilación híbrida;
    - iv) conductos de extracción para ventilación mecánica;
    - v) aspiradores híbridos, aspiradores mecánicos y extractores;
    - vi) ventanas y puertas exteriores.
- 4 Cumplimiento de las condiciones de dimensionado del apartado 4 relativas a los elementos constructivos.
- 5 Cumplimiento de las condiciones de los productos de construcción del apartado 5.
- 6 Cumplimiento de las condiciones de construcción del apartado 6.
- 7 Cumplimiento de las condiciones de mantenimiento y conservación del apartado 7.

### 2 Caracterización y cuantificación de las exigencias

- 1 El caudal de ventilación mínimo para los *locales* se obtiene en la tabla 2.1 teniendo en cuenta las reglas que figuran a continuación.
- 2 El número de ocupantes se considera igual,
  - a) en cada dormitorio individual, a uno y, en cada dormitorio doble, a dos;

- b) en cada comedor y en cada sala de estar, a la suma de los contabilizados para todos los dormitorios de la vivienda correspondiente.
- 3 En los *locales* de las viviendas destinados a varios usos se considera el caudal correspondiente al uso para el que resulte un caudal mayor.

Tabla 2.1 Caudales de ventilación mínimos exigidos

		Caudal de ventilación mínimo exigido $q_v$ en l/s		
		Por ocupante	Por m <sup>2</sup> útil	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5		
	Salas de estar y comedores	3		
	Aseos y cuartos de baño			15 por <i>local</i>
	Cocinas		2 <sup>(1)</sup>	50 por <i>local</i> <sup>(2)</sup>
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7	
	Aparcamientos y garajes			120 por plaza
	Almacenes de residuos		10	

<sup>(1)</sup> En las cocinas con sistema de cocción por combustión o dotadas de calderas no estancas este caudal se incrementa en 8 l/s.

<sup>(2)</sup> Este es el caudal correspondiente a la ventilación adicional específica de la cocina (véase el párrafo 3 del apartado 3.1.1).

### 3 Diseño

#### 3.1 Condiciones generales de los sistemas de ventilación

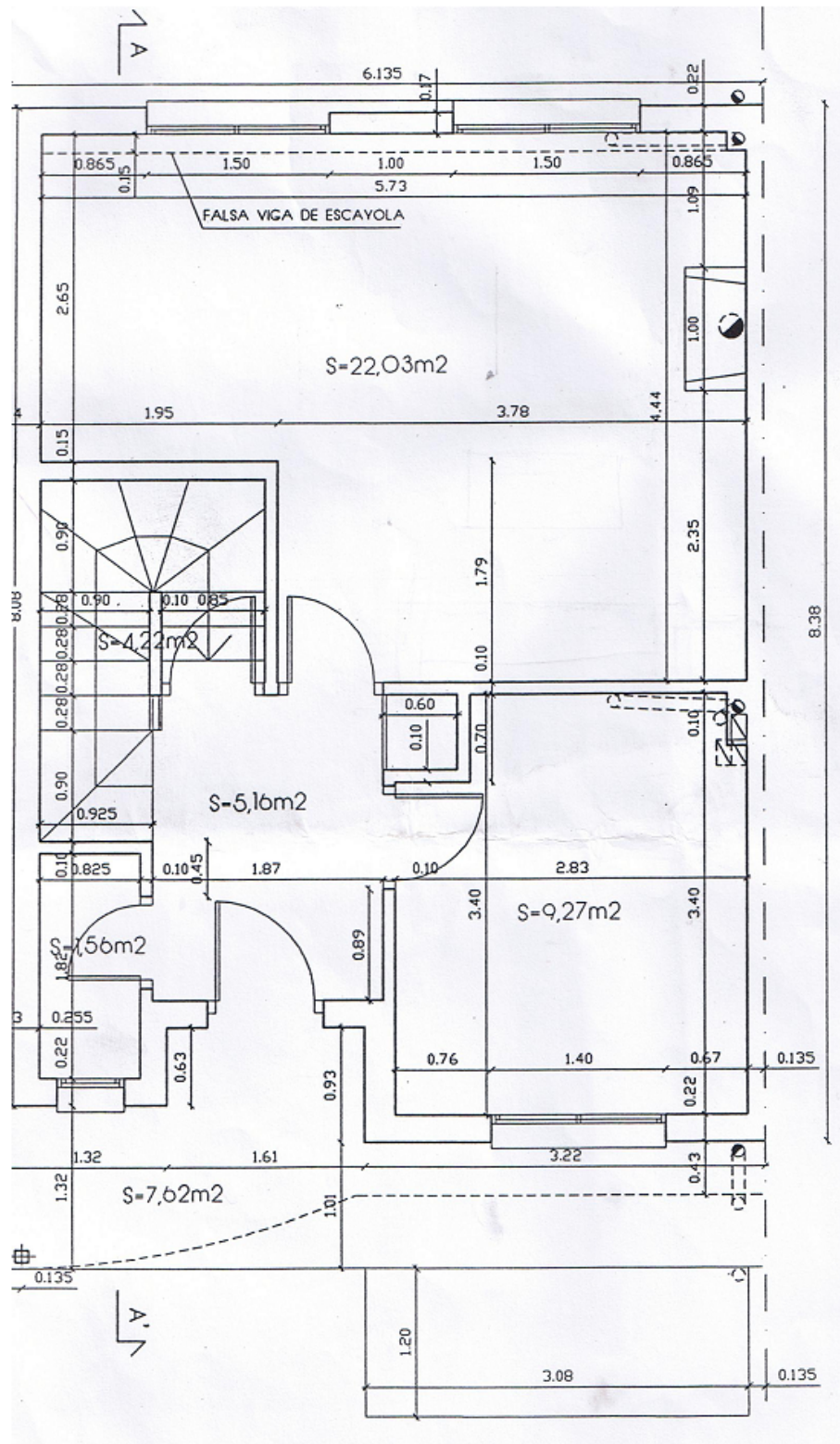
##### 3.1.1 Viviendas

- 1 Las viviendas deben disponer de un sistema general de *ventilación* que puede ser *híbrida* o *mecánica* con las siguientes características (véanse los ejemplos de la figura 3.1):
- el aire debe circular desde los *locales* secos a los húmedos, para ello los comedores, los dormitorios y las salas de estar deben disponer de aberturas de *admisión*; los aseos, las cocinas y los cuartos de baño deben disponer de aberturas de *extracción*; las particiones situadas entre los locales con *admisión* y los locales con *extracción* deben disponer de *aberturas de paso*;
  - los *locales* con varios usos de los del punto anterior, deben disponer en cada zona destinada a un uso diferente de las aberturas correspondientes;
  - cuando las carpinterías exteriores sean de clase 2, 3 ó 4 según norma UNE EN 12207:2000 deben utilizarse, como *aberturas de admisión*, aberturas dotadas de *aireadores* o aperturas fijas de la carpintería; cuando las carpinterías exteriores sean de clase 0 ó 1 pueden utilizarse como *aberturas de admisión* las *juntas de apertura*;
  - cuando la *ventilación* sea *híbrida* las *aberturas de admisión* deben comunicar directamente con el exterior;
  - los *aireadores* deben disponerse a una distancia del suelo mayor que 1,80 m;
  - cuando algún *local* con *extracción* esté compartimentado, deben disponerse *aberturas de paso* entre los compartimentos; la *abertura de extracción* debe disponerse en el compartimento más contaminado que, en el caso de aseos y cuartos de baños, es aquel en el que está situado el inodoro, y en el caso de cocinas es aquel en el que está situada la zona de cocción; la *abertura de paso* que conecta con el resto de la vivienda debe estar situada en el local menos contaminado;
  - las *aberturas de extracción* deben conectarse a *conductos de extracción* y deben disponerse a una distancia del techo menor que 100 mm y a una distancia de cualquier rincón o esquina vertical mayor que 100 mm;
  - los *conductos de extracción* no pueden compartirse con *locales* de otros usos salvo con los trasteros.



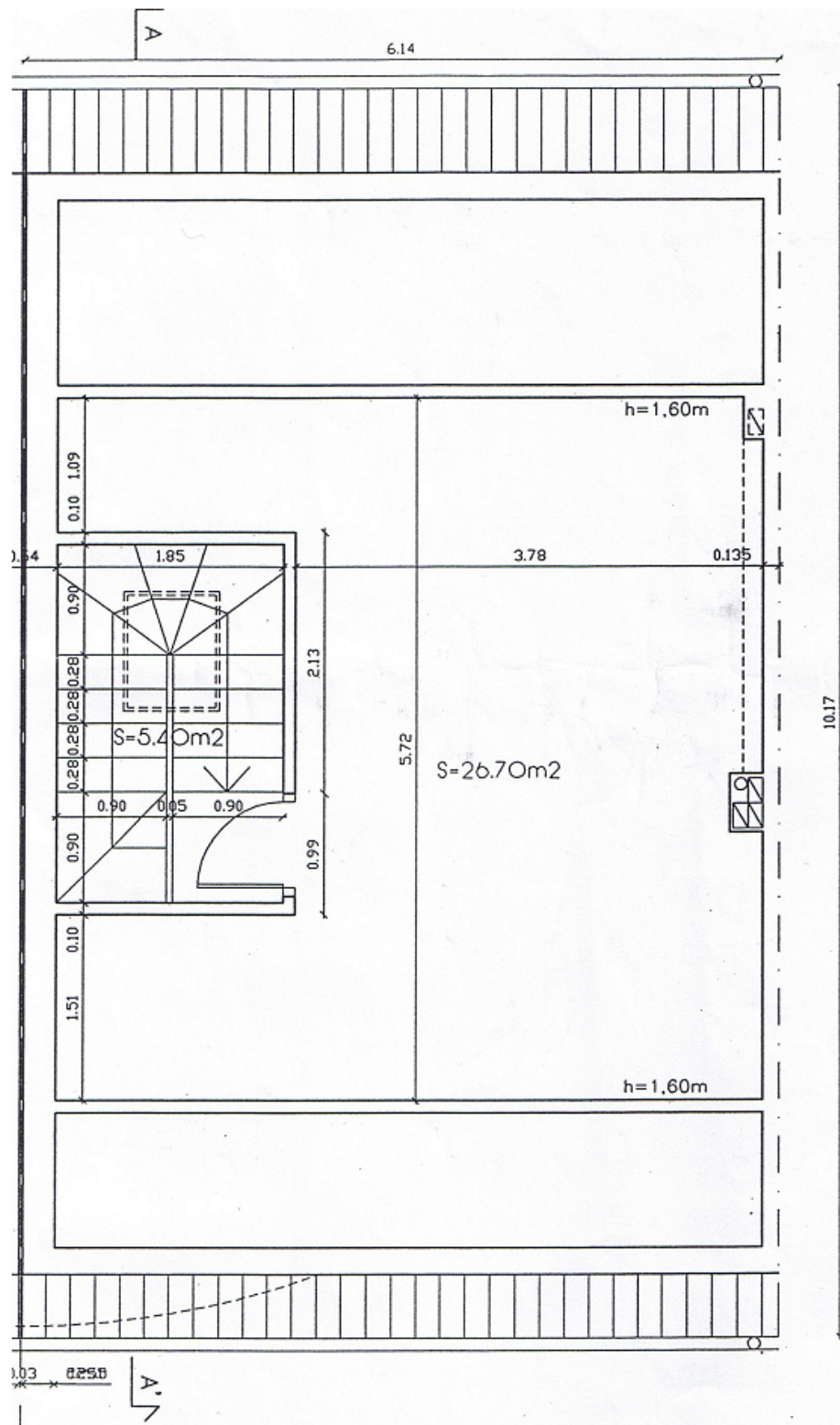
## **Anexo IV**


### **Planos de la vivienda.**

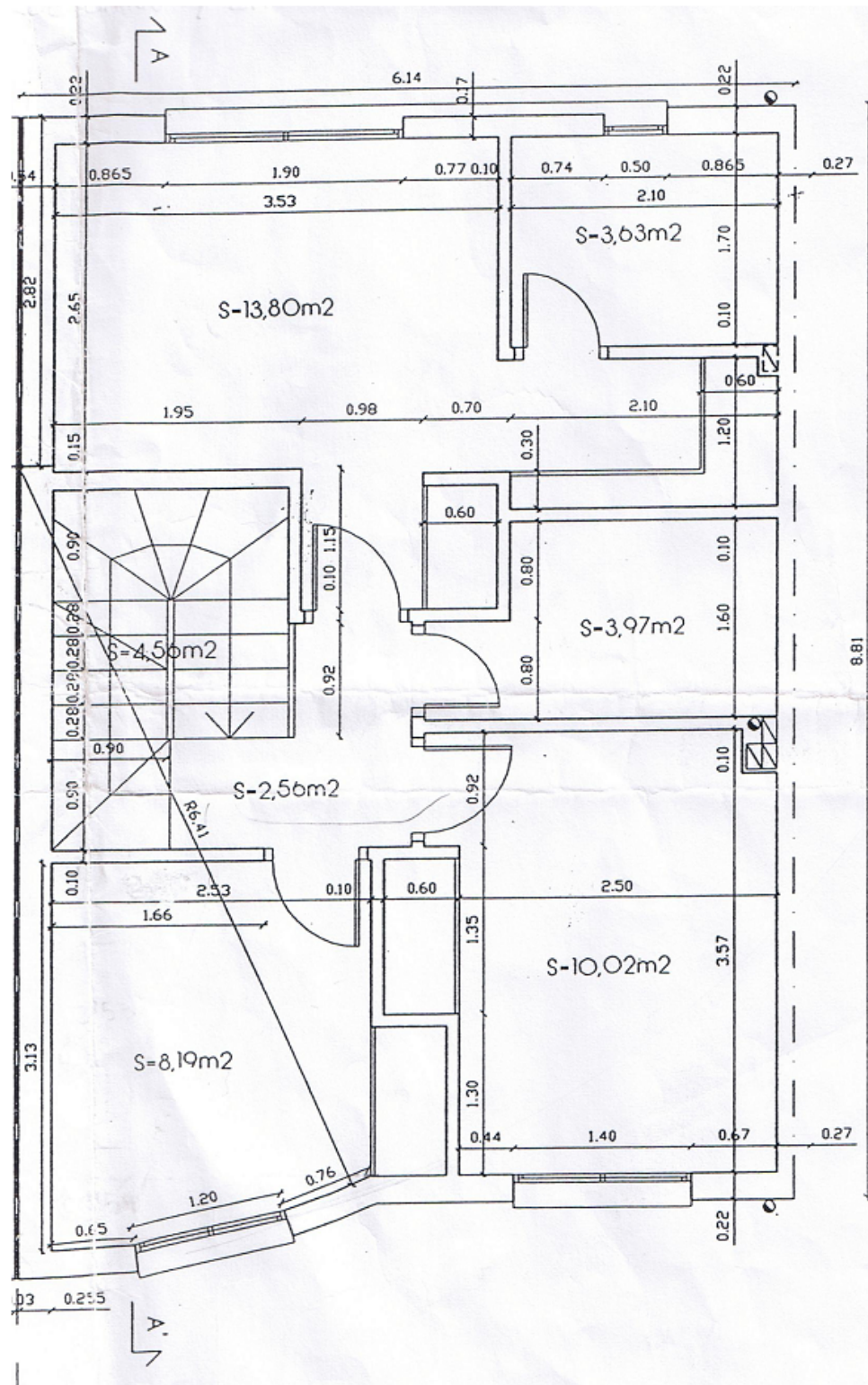


	Nombre	Fecha	 Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	RG0	8/02/10		
Comprobado			Título CONSUMO DE ENERGÍA Y EMISIONES DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4 Plano Rev	
Salvo indicación contraria cotas en metros, ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			Archivo: Planta Baja.dft	
			Escala	Peso



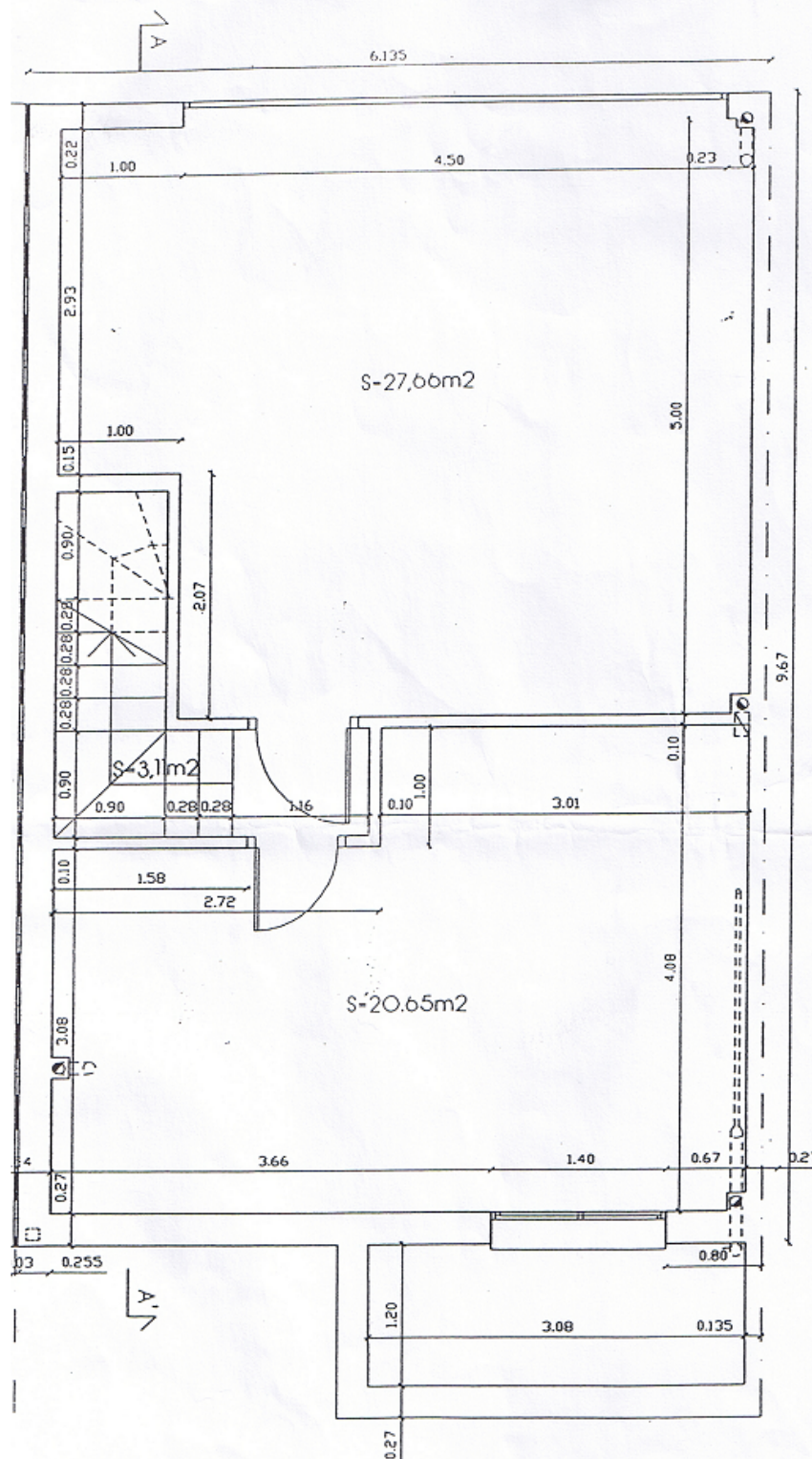


	Nombre	Fecha	 Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	RG0	8/02/10		
Comprobado			Título CONSUMO DE ENERGÍA Y EMISIONES DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4 Plano Rev	
Salvo indicación contraria cotas en metros, ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			Archivo: Planta Bajo Cubierta.dft	
			Escala	Peso



	Nombre	Fecha	 Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	RGO	8/02/10		
Comprobado			Título CONSUMO DE ENERGÍA Y EMISIONES DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4 Plano Rev	
Salvo indicación contraria cotas en metros, ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1º			Archivo: Planta Primera.dft	
			Escala	Peso





	Nombre	Fecha	 Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	RG0	8/02/10		
Comprobado			Título CONSUMO DE ENERGÍA Y EMISIONES DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en metros, ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1º			A4	Plano
			Rev	
			Archivo: Planta Sotano.dft	
Escala		Peso		



## Bibliografía

### Normativa

- Ministerio de la vivienda. *Código Técnico de la Edificación. Documento básico HE de Ahorro de Energía*. 2009
- Ministerio de la vivienda. *Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79, sobre condiciones térmicas de edificios*. 1979
- Ministerio de la vivienda. *Código Técnico de la Edificación. Documento básico HS de Salubridad*. 2009
- Norma UNE 10001 –Climatización – Condiciones climáticas para proyectos
- Ministerio de Ciencia y Tecnología. *Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios e Instrucciones Técnicas Complementarias*. 94p. ISBN: 84-7474-960-3

### Manuales

- Pinazo Ojer, José Manuel. *Manual de Climatización*. 1ª ed. Madrid: Universidad Politécnica, Servicio de publicaciones, 1995. ISBN: 8477213399
- Alarcón Creus, José. *Manual de aire acondicionado = (Handbook of air conditioning system design)*. 1ª ed. Barcelona: Carcombo, 2009. ISBN: 9788426714992
- Chadderton, David Vincent. *Manual Práctico del aire acondicionado: (frío y calor)*. García Gándara, Antonio (trad). Madrid Vicente, Antonio (ed). Cenzano Madrid, Ana (trad). 1ª ed. Madrid: A.Madrid Vicente editorial, 2000. 493p. ISBN: 8487440932

### Artículos.

- James M. Calm. *R22 Replacement Status*. EcoLibrium 2004

### Apuntes

- Millán Izquierdo, Marcelo. Apuntes de la asignatura “Calor y Frio Industrial”. 2009

### Webs

[www.carrier.es](http://www.carrier.es)  
[www.mitsubishielectric.es](http://www.mitsubishielectric.es)  
[www.ree.es](http://www.ree.es)  
[www.climacity.com](http://www.climacity.com)  
[www.endesaonline.es](http://www.endesaonline.es)  
[www.solvay-fluor.com](http://www.solvay-fluor.com)